

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Výpočet a měření ztrát v olejovém okruhu  
šroubového kompresoru a jeho optimalizace

Calculation and Measurement in Oil Circuit of  
Screw Compressor and its Optimization

Student: Michal Tomiška  
Vedoucí bakalářské práce: Dr. Ing. Lumír Hružík

Ostrava 2009



## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

**Výpočet a měření ztrát v olejovém okruhu šroubového kompresoru a jeho optimalizace**

*Calculation and Measurement in Oil Circuit of Screw Compressor and its Optimization*

**Student:** Michal Tomiška  
**Studijní obor:** 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení  
**Pracoviště:** Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení – 338

### **Zásady pro zpracování:**

1. Určete (vypočtete) optimální průtok šroubového kompresoru.
2. Změřte tlakové ztráty na součástech olejového okruhu při využití nového typu oleje.
3. Vyhodnoťte naměřená data tlakových ztrát.
4. Navrhněte optimalizaci ztrát v olejovém okruhu kompresoru.

**Pokyny pro zpracování:**

**Rozsah práce:** min. 30 stran textu mimo přílohy

**Seznam doporučené literatury:**

KOPÁČEK, J. *Technická diagnostika hydraulických mechanismů*. Praha: SNTL Praha, 1990. 159 s. ISBN 80-03-00308-3.

PIVOŇKA, J. *Tekutinnové mechanismy*. Praha: SNTL Praha, 1987. 623 s.

NOSKIEVIČ, J. *Mechanika tekutin*. Praha: SNTL Praha, 1987. 354s.

HYDROTECHNIK GMBH, Holzheimer Str. 94 – 96, D-65549 Limburg, Německo. *Prospekty a manuály*.

BERAN, V. *Technická měření*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 1999. 129 s. ISBN 80-7082-521-9.

**Vedoucí bakalářské práce:**

Dr. Ing. Lumír Hružík

**Konzultant:**

Ing. David Krivanka

**Datum zadání bakalářské práce:**

11. listopadu 2008

**Akademický rok:**

2008/2009



*Kozubková*

doc. RNDr. Milada Kozubková, CSc.  
vedoucí katedry

*Farana*

prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan

V Ostravě dne 11. listopadu 2008

## **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 20.9.2009

.....

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 20.9.2009

.....

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

TOMIŠKA, M. Výpočet a měření ztrát v olejovém okruhu šroubového kompresoru a jeho optimalizace. Ostrava : katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, 52 s. Bakalářská práce, vedoucí Hružík, L.

Bakalářská práce se zabývá tlakovými ztrátami vznikajícími v olejovém okruhu šroubového kompresoru. Na základě teoretických předpokladů budou provedeny výpočty tlakových ztrát, které budou následně porovnány s naměřenými hodnotami za skutečného provozu. Součástí těchto provozních zkoušek je rovněž testování nového ekologického kompresorového oleje vyrobeného na glycerinové bázi.

Na základě případné dobré shody výpočtů a skutečných naměřených ztrát budou výrobci doporučeny úpravy rozvodů olejového okruhu, popřípadě doporučená místa, která jsou vhodná k optimalizaci.

## **ANNOTATION OF THESIS**

TOMIŠKA, M. Calculation and Measurement in Oil Circuit of Screw Compressor and its Optimalization. Ostrava: Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, 32 s. Thesis, head: Hružík, L.

Thesis is behind-go compressive waste rising on oil circle screw-type compressor. Pursuant to theoretic presumption will effected data compressive losses, which will subsequently comparison with measures value behind real running. Single parts these working test is as well testing new ecological compressors oil made on glycerinate base.

Pursuant to pertinent good deuces data and real measured losses will producer directed adjustment divorce oily circle, popripade recommendation places, which get past for optimalization..

## Obsah:

1. Seznam použitých značek.....	9
2. Zadání a cíl projektu .....	10
1.1. Rozvody oleje.....	10
1.2. Testy nového oleje.....	10
3. Schéma kompresoru .....	12
4. Diagnostika měřeného objektu.....	13
4.1. Základy měření, výběr měřících prvků.....	13
4.2. Použité měřící prvky.....	14
4.2.1. Snímač tlaku.....	14
4.2.2. Snímač teploty.....	14
4.2.3. Datová ústředna .....	14
5. Popis funkce kompresoru.....	15
5.1. Charakteristika kompresoru.....	15
5.2. Vzduchový okruh.....	15
5.3. Olejový okruh.....	16
6. Popis měření.....	17
7. Tribologie olejů.....	18
7.1. Kompresorový olej.....	18
7.2. Nežádoucí vlivy a vlastnosti.....	19
7.3. Omezení nežádoucích vlivů.....	19
7.4. Tribotechnická diagnostika.....	20
8. Naměřené hodnoty z testů olejů.....	21
9. Výpočty předpokládaných tlakových ztrát.....	22
9.1. Popis postupu.....	22
9.2. Olejový okruh – podrobný nákres .....	23
9.3. Vlastnosti proudění kapalin .....	24
9.4. Hydraulické odpory.....	25
9.5. Prvky místních ztrát v olejovém okruhu.....	25
9.6. Postup výpočtu tlakových ztrát.....	27
10. Výpočet předpokládaných tlakových ztrát.....	29

11. Výsledky měření.....	33
11.1. Vyhodnocení pomocí průměrných hodnot.....	33
11.2. Porovnání výpočtů a naměřených hodnot úseků.....	34
12. Vyhodnocení.....	35
12.1. Vyhodnocení měření tlakových ztrát.....	35
12.2. Vyhodnocení testů oleje.....	36
13. Návrh optimalizace.....	36
14. Literatura.....	38
15. Přílohy.....	39



## 1. Seznam použitých značek.

Q	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	objemový průtok
S	$\text{m}^2$	plocha
T	K	absolutní teplota
DN	m	světlost (průměr) potrubí
$p_z$	Pa	tlaková ztráta
$p_{zo}$	bar	tlaková ztráta části obvodu
$p_{zc}$	bar	tlaková ztráta celková v okruhu
$p_{ZF}$	Pa	tlaková ztráta olejového filtru
$p_{ZCH}$	Pa	tlaková ztráta chladiče
Re	1	Reynoldsovo číslo
d	m	průměr
g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	tíhové zrychlení
k	m	absolutní drsnost stěny
l	m	délka
$l_e$	m	ekvivalentní délka potrubí
r	m	poloměr
t	s	čas
v	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost
$\lambda$	1	součinitel tření
$\rho$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	hustota (měrná hmotnost)
$\nu$	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	kinematická viskozita
$\zeta$	1	ztrátový součinitel

## 2. Zadání a cíl projektu.

Dnešní moderní doba žádá od všech výrobců neustálé vylepšování a zdokonalování vlastních produktů s ohledem nejen na technickou úroveň, ale i na náklady spojené s výrobou a provozem zařízení. Aby výrobci obstáli v těžké konkurenci, musí dnes zároveň dbát i na zvýšenou ohleduplnost vůči životnímu prostředí, které je neustále znečišťováno průmyslovými odpady, které se do přírody dostávají často i neúmyslně díky různým nehodám, nebo neznalosti obsluhy.

Ve společnosti ATMOS CHRÁST s.r.o., která se zabývá výrobou šroubových kompresorů, proto vznikl projekt zaměřený na oba uvedené aspekty.

Projekt má řešit testování nově vyvinutého ekologického oleje určeného pro provoz šroubových kompresorů. Při testování tohoto oleje budou provedena měření, která budou zároveň použita k posouzení velikosti průřezu trubek, používaných v kompresorech pro rozvod kompresorového oleje.

Pokud tedy bude tento projekt úspěšný, podaří se na trh uvést zcela nový olej, který bude šetrný k životnímu prostředí a zároveň bude možné v rozvodech některých typů kompresorů použít menší průřezy rozvodných trubek, což při sériové výrobě může znamenat značnou úsporu ve výrobních nákladech.

Význam celého projektu podtrhuje fakt, že šroubové kompresory již v současnosti zauímají dominantní postavení v oboru stlačování plynů, protože slučují v mnoha směrech přednosti pístových, rotačních i dynamických kompresorů [9].

### 2.1. Rozvody oleje.

Tzv. olejový okruh slouží k rozvodu oleje soustrojím kompresoru. V současnosti jsou pro rozvody oleje určité výkonnostní řady používány univerzální velikosti trubek s ohledem na dostatečnou rezervu předpokládaných tlakových ztrát. Na vstupu do šroubového bloku je tento průměr redukován škrťací vložkou na potřebné množství, potřebné pro danou výkonnost konkrétního stroje.

Zaměříme se proto na délku trubek v olejovém okruhu, na množství ohybů, spojek a na tlakové ztráty v olejovém filtru, chladiči a separátoru a ověříme, zda předpokládané tlakové ztráty v okruhu vycházející z teoretického výpočtu budou korespondovat s naměřenými hodnotami. Ze zjištěných výsledků bude poté proveden další výpočet zaměřený na uvažované snížení průměru propojovacího potrubí s ohledem na zachování dostatečného průtoku pro zachování všech funkcí, které olej v kompresoru má. Cílem tohoto projektu tedy není jednoznačně snížit tlakové ztráty v okruhu, ale pokusit se najít optimální poměr mezi tlakovou ztrátou a materiálem (velikostí trubek) použitým pro tento rozvod. Pokud celý projekt ukáže, že je možné průměry trubek snížit, může být tento návrh použit pro další testy, které ověří tyto návrhy v praxi a následně přinese úspory do sériové výroby.

### 2.2. Testy nového oleje.

Průměr použitých trubek olejového okruhu šroubového kompresoru výrazně ovlivňují i vlastnosti použitého oleje. Tento testovaný nový olej vznikl na základě glycerinových esterů a jeho největší předností je především šetrnost k životnímu prostředí. Další výhodou je

možnost využití jako základu pro tyto oleje odpadního produktu z výroby bio-dieselových paliv.

Při testech budeme především sledovat, zda tento nový olej splňuje náročné požadavky provozu šroubových kompresorů při stávajících parametrech rozvodů. A protože v současných běžných provozních podmínkách je drobné zbytkové množství oleje obsaženo i ve stlačeném vzduchu v rozvodu, bude se zároveň při těchto provozních testech zjišťovat vliv tohoto oleje na další zařízení v okruhu stlačeného vzduchu jako jsou sušičky, filtry i spotřebiče.

Dnes běžně používaný kompresorový olej vyrobený na ropném základě vydrží bezpečně plnit svou funkci mazání, chlazení a dotěšňování šroubovice v bloku 2 – 3000 motohodin . Přesná délka životnosti olejové náplně závisí zejména na kvalitě okolního prostředí a nasávaného vzduchu, na množství a druhu nečistot v něm obsažených a také na pracovním režimu stroje. Prakticky po celou provozní dobu se teplota oleje pohybuje kolem 85°C a je tak teplotně poměrně hodně namáhán. Zároveň se do provozního okruhu dostává z okolního prostřednictvím nasávaného vzduchu i mnoho nečistot jako je vlhkost, prach a další. Za dlouhou dobu jeho používání jsme nasbírali mnoho zkušeností a lze říci, že se na jeho vlastnosti můžeme spolehnout.

Avšak minerální olej má také negativní stránky. Kromě špatného vlivu na životní prostředí, k nim patří i vytváření karbonu, který se často ukazuje jako příčina mnoha vážných poruch vyžadující následně vysoké náklady na jejich opravu.

Proto se zrodila myšlenka na vytvoření oleje, který by dokázal kladné vlastnosti stávajících kompresorových olejů do značné míry zachovat a zároveň by negativní vlastnosti zlepšil, nebo úplně odstranil.

Testy nového oleje budou rozděleny na dva základní směry.

První se bude věnovat testům oleje v provozních podmínkách, kdy bude olej podrobován pravidelným tribologickým analýzám. Jejich výsledky budou porovnávány s výsledky analýz prováděných na minerálních olejích.

Druhý směr bude toto porovnání provádět se zaměřením na korozivní vlivy.

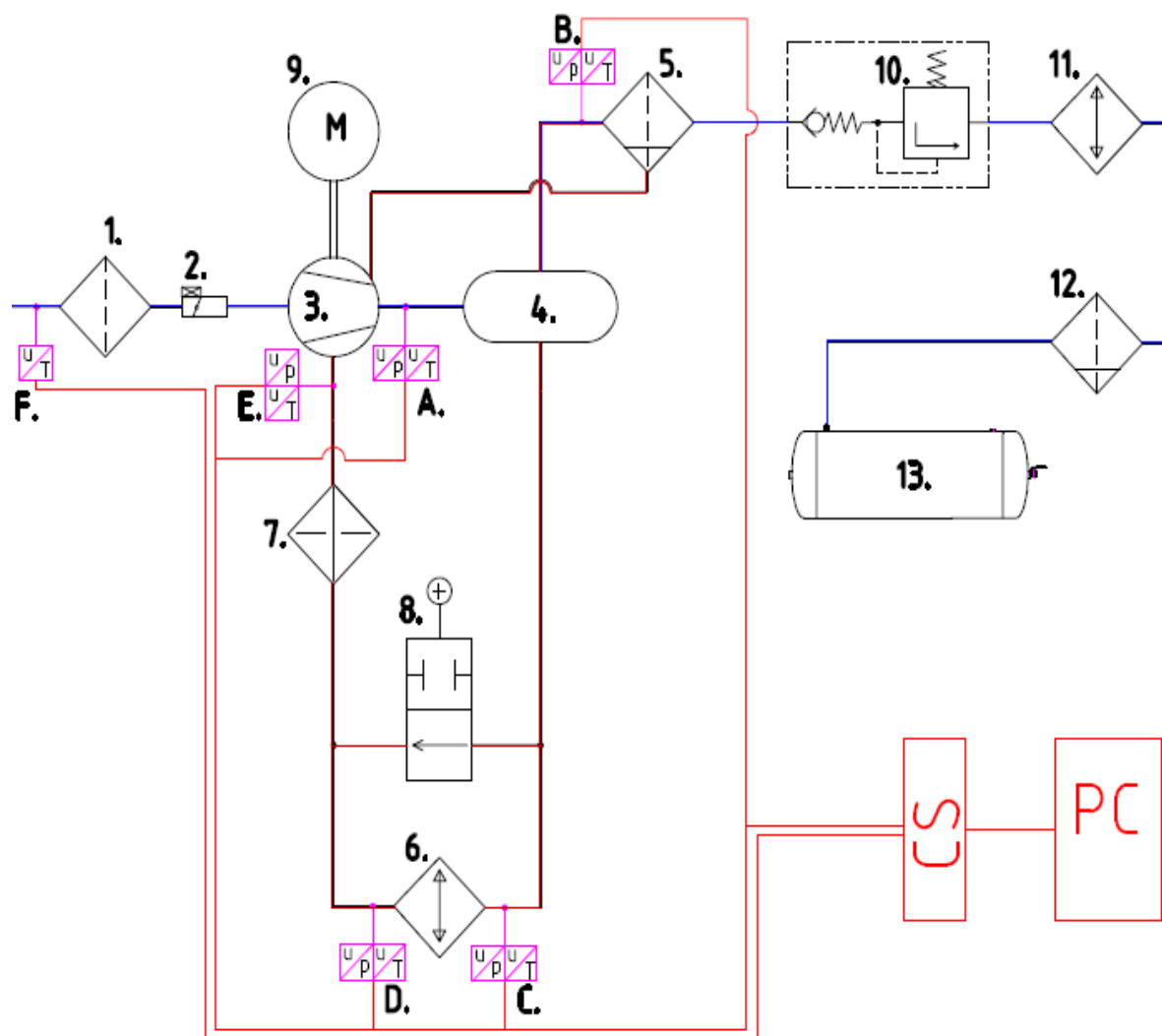
Z dosavadních zkušeností s používáním ekologických olejů v jiných oborech, lze již na začátku projektu očekávat, že základní rozdíly mezi minerálním a novým olejem na glycerinovém základu budou především:

- a) viskozita / viskozitní index
- b) bod vzplanutí
- c) TAN (neutralizační číslo)

Olej bude testován dvěma výrobci šroubových kompresorů – ATMOS a BETICO. ATMOS bude provádět testy na malém kompresoru o el. výkonu 11kW, BETICO pak na kompresoru o výkonu 30 kW. Tato práce je však zaměřená pouze na výsledky týkající se zkoušek na kompresorech ATMOS. Na projektu spolupracují i další partneři, kteří se spolupodílejí na financování tohoto vývoje. Jsou mezi nimi i firmy zajišťující potřebné tribologické analýzy všech použitých olejů.

Výsledky všech měření a testů budou vzájemně porovnány a využity pro vylepšení vlastností tohoto ekologického kompresorového oleje první generace.

### 3. Schéma kompresoru.



- 1 - FILTR SÁNÍ
- 2 - SACÍ Klapka
- 3 - ŠROUBOVÝ BLOK
- 4 - NÁDOBA HRUBÉHO ODLUČOVAČE
- 5 - ODLUČOVAČ
- 6 - CHLADIČ
- 7 - OLEJOVÝ FILTR
- 8 - TERMOSTAT
- 9 - ELEKTROMOTOR

- 10 - VENTIL MINIMÁLNÍHO TLAKU
- 11 - DOCHLAZOVAČ VZDUCHU
- 12 - SEPARÁTOR KONDENZÁTU
- 13 - VZDUŠNÍK
- u/p - SNÍMAČ TLAKU
- u/T - SNÍMAČ TEPLoty
- CS - DATALOGGER COMET
- PC - POČÍTAČ

## 4. Diagnostika měřeného objektu

### 4.1. Základy měření, výběr měřících prvků.

Měření dané fyzikální veličiny je číselné vyjádření její hodnoty a příslušné jednotky. Ke zjišťování těchto hodnot nám slouží měřící technika, která je dělena podle druhu měřené veličiny na měření veličin[5]:

- elektrických
- magnetických
- neelektrických

Proces v moderní době většinou probíhá tak, že jsou i neelektrické veličiny transformovány, na veličiny elektrické, proto aby mohly být snáze zpracovány či přenášeny. Snímače určené pro takováto měření pak jsou podle typu děleny na:

- aktivní (generátorické) – mění energii úměrnou měřené veličině na energii elektrickou
- pasivní (parametrické) – mění vlivem působení měřené veličiny některý ze svých parametrů. Změna ve formě napětí nebo proudu je dosažena zapojením snímače do obvodu, kde působí změnu úbytku napětí (proudu), rozvážení můstku, změnu amplitudy nebo frekvence obvodu oscilátoru.

Převod na elektrický signál má před ostatními řadu výhod [5]:

- technika měření elektrického signálu je nejpropracovanější
- zesílením lze jednoduše ovlivňovat citlivost a přesnost měření
- dálkový přenos bez omezení vzdálenosti
- záznam i zobrazení rychle se měnících veličin
- možnost soustředění mnoha měřících bodů do jednoho místa a tím získat celkový přehled o chování objektu (měřící ústředna) nebo řídit objekt (počítačem).
- snadný převod analogového signálu na číslicový a naopak
- pro úpravu signálu lze používat jednoduché analogové obvody nebo počítač
- možnost měření bez dotyku snímače s měřeným objektem.
- možnost automatizace měření [1]

Měření neelektrických veličin elektrickou cestou má však některé nevýhody, které jsou zejména v ceně a větší náročnosti na obsluhu a údržbu [1].

Při výběru snímače jsou pak posuzovány tyto vlastnosti [5]:

- rozsah, který je dán hodnotou měřené veličiny, v němž chyba měřidla nepřesahuje přípustnou velikost.
- lineární charakteristika – konstantní přírůstek výstupní veličiny, při stejné změně vstupní hodnoty v celém měřícím rozsahu
- minimální působení snímače na měřený objekt (označováno jako správnost měření).
- stálost snímače, tj. udržení přesnosti při různých pracovních podmínkách, při dodržení pokynů výrobce.
- odolnost snímače proti chemickým, mechanickým a tepelným vlivům a odolnost proti působení elektromagnetických polí.
- jednoznačná závislost výstupní veličiny na vstupní [1]
- citlivost, která se vyjadřuje jako poměr změny hodnoty výstupní veličiny ke změně vstupní veličiny, která je nejčastěji požadována jako rovna konstantě.
- hystereze, tedy závislost na předchozím měření.

## 4.2. Použité měřicí prvky.

Pro měření tlaku v našem projektu byl použit snímač patřící do kategorie pasivních snímačů s přesností do 1%. Pro měření teplot byl použit aktivní prvek – termočlánek.

### 4.2.1 . Snímač tlaku

Pro sledování tlaku v okruhu je byly použity snímače tlaku od f. DANFOSS typ **MBS 3000**, určené pro průmyslové aplikace. Jako elektrický převodník pracuje na principu používajícím jako deformační člen membránu z polovodičového materiálu.

Vlastnosti snímače[28] :

- výstupní signál 4 – 20 mA
- tlakový rozsah 0 -16 bar
- kryt z nerez oceli
- laserová kalibrace
- rozsah měřeného media -40 až 80°C
- přípojovací závit G 1/4"
- respondenční čas do 4 ms
- nepřesnost max. 1%
- nelinearita max. 0,5%
- posun rozsahu vlivem teploty max. 0,2%



Obr.1

### 4.2.2. Snímač teploty

Pro snímání teplot v okruhu kompresoru byly zvoleny termočlánekové snímače typu K. Jsou to termoelektrické snímače pro přesné měření teplot složené ze dvou různorodých kovů, spojených na jednom konci. Rozdíl potenciálů, generovaný mezi opačnými konci pak měří teplotu.

Použité termočláanky typu K jsou složeny z materiálů NiCr/Ni s citlivostí  $40 \mu V \cdot ^\circ C^{-1}$ . Měří s nepřesností max. 1,5 % .

### 4.2.3. Datová ústředna.

Data jsou sbírána pomocí měřicí ústředny MSD5 od výrobce Comet System.

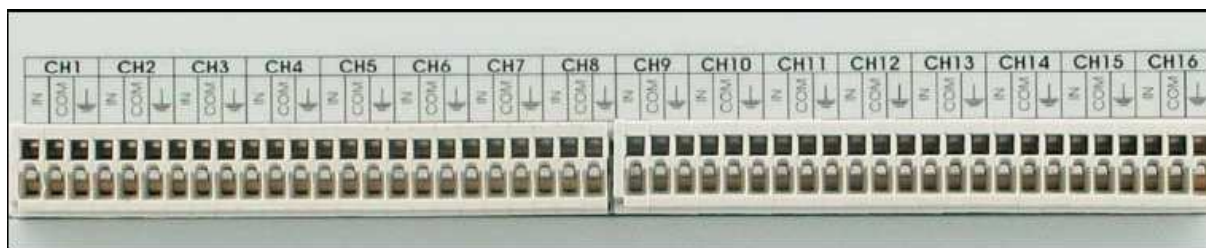
Systém umožňuje měřit a zaznamenávat analogové veličiny, frekvenci, počítat impulsy, vyhodnocovat dvoustavové veličiny a načítat údaje ze zařízení pracujících s protokolem Adventech. Každý vstupní kanál lze individuálně konfigurovat.

Údaje lze přenášet do počítače přes rozhraní USB, RS232, RS485, Ethernet nebo GSM modem.

Součástí ústředny je i software umožňující komunikaci a konfiguraci z počítače. Získané hodnoty lze prohlížet a tisknout ve formě tabulek a export dat ve formátu dbf pro další zpracování např. v programu MS Excel.



Obr.2.



Obr.3. – Každý vstupní kanál ústředny má 3 svorky vč. stínění.

- Vybrané vlastnosti ústředny:
- vnitřní zálohovaná paměť SRAM
  - kapacita paměti 2 MB
  - vnitřní zálohované hodiny reálného času
  - nastavitelný interval záznamu od 1s pro každý kanál
  - napájení 24V DC
  - provozní teploty 0 až + 50°C

## 5. Popis funkce kompresoru.

### 5.1. Charakteristika kompresoru.

Pro testování oleje v tomto projektu byl vybrán šroubový kompresor z výrobní řady českého výrobce ATMOS Chrást s.r.o. typ ALBERT E 95 s těmito parametry:

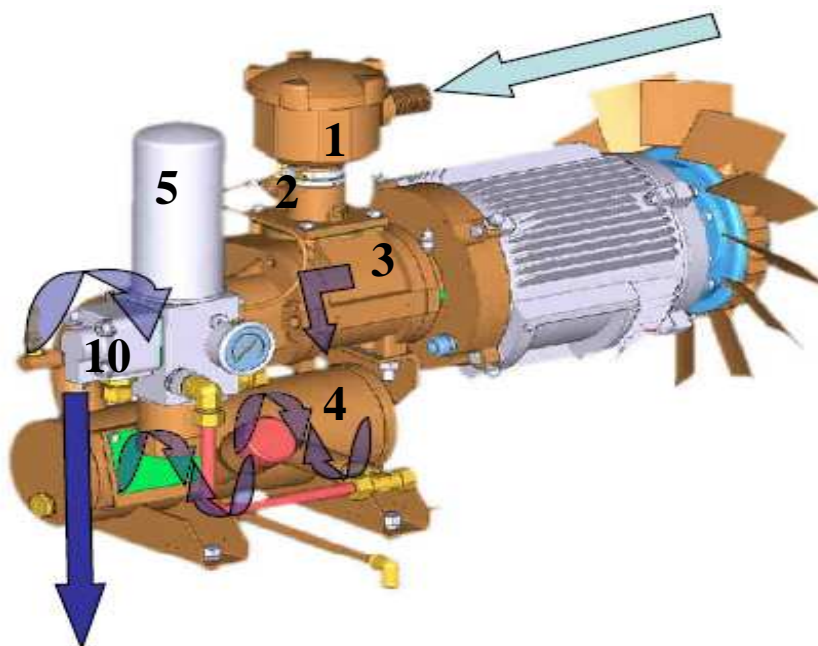
Výkon elektromotoru	11 kW
Maximální výstupní tlak	9 bar
Výkonnost	1,6 m <sup>3</sup> /min.
Otáčky	2920 min. <sup>-1</sup>
Obsah olejové náplně	4,5 l.

### 5.2. Vzduchový okruh.

Z výše vloženého schématu kompresoru je patrné, že v kompresoru jsou dva okruhy.

První okruh, naznačený modrou barvou, ukazuje průchod stlačovaného vzduchu kompresorem. Vzduch je nasáván skrz filtr sání (1.) do šroubového bloku (3.) přes regulační klapku sání (2.), která zajišťuje regulaci chodu kompresoru v návaznosti na nastavený požadovaný tlak vzduchu na výstupu, který je snímán pomocí tlakového snímače na výstupním potrubí tlakového vzduchu z kompresoru. Ve šroubové bloku je vzduch stlačován a dál tlačěn do nádoby hrubého odlučovače (4.), která zároveň plní funkci olejové nádrže kompresoru. V této části stlačování dochází k přímému kontaktu kompresorového oleje a stlačovaného plynu. Stlačený vzduch dále pokračuje do odlučovače (5.), který má, po fázi stlačení, oddělit od vzduchu zbytkový olej a pomocí připojeného odsávání napojeného přímo do bloku kompresoru, odvést odseparovaný olej zpět do okruhu. Vzduch pak pokračuje přes ventil minimálního tlaku (10.), dochlazovač (11.) a separátor kondenzátu (12.) odchází do vzdušníku (13.) a dále do rozvodu.

Ventil minimálního tlaku kompresoru zajišťuje jednak funkci zpětné klapky, aby se při vypnutém chodu nedostával stlačený vzduch zpět do prostoru kompresoru, a pak také zajišťuje minimální tlak uvnitř kompresoru při chodu na prázdno.



Obr.4. – 3D model kompresoru – stlačování vzduchu [11]

Protože kompresor nemá v okruhu žádné čerpadlo zajišťující mazání, udržuje se kompresorový olej v pohybu okruhem pomocí vlastního tlaku stlačovaného vzduchu. Ventil minimálního tlaku při správném nastavení zajišťuje, aby tento tlak neklesnul pod 1 bar.

Funkcí dochlazovače je ochladit stlačováním zahřátý vzduch vystupující z kompresoru na teplotu maximálně o 10°C vyšší než je vzduch nasávaný a separátor kondenzátu na výstupu ještě odděluje zkondenzovanou vodu ze vzduchu a odvádí ji mimo vzduchové potrubí.

### 5.3. Olejový okruh.

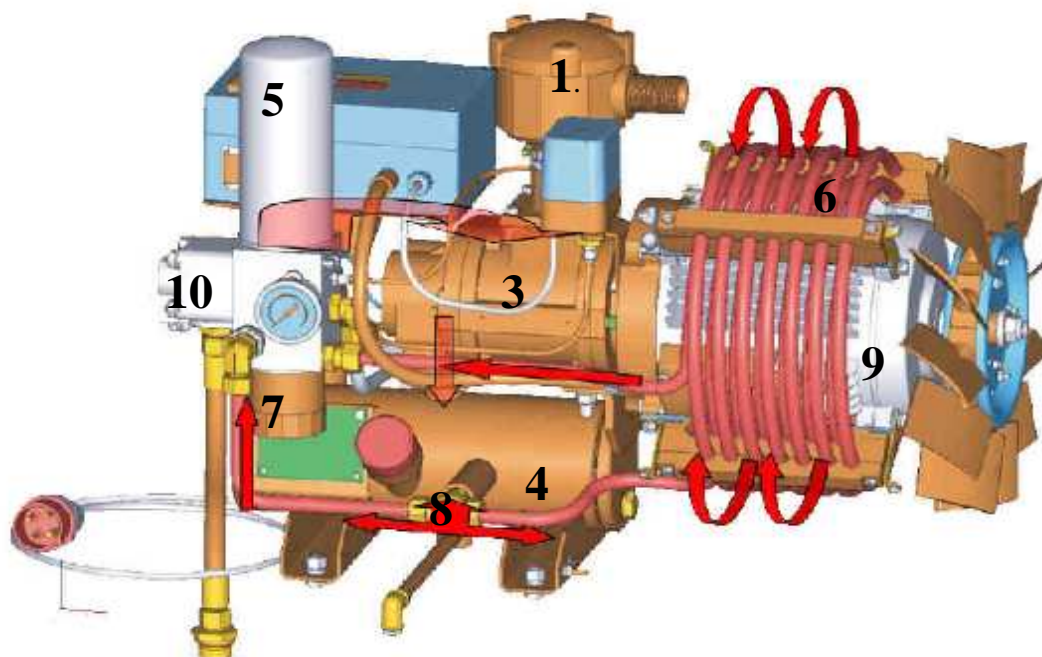
Olejový okruh, naznačený ve schématu hnědou barvou, začíná v nádobě hrubého odlučovače (4.) sloužící zároveň jako nádrž oleje.

Po rozběhnutí kompresoru je olej hnán vnitřním tlakem měděnými propojovacími trubkami do olejového filtru (7.) a následně do šroubového bloku (3.). Jak je vidět ve schématu, před vstupem do olejového filtru je ještě zařazen chladič (6.) a termostat (8.). Tyto dva prvky ve své součinnosti zajišťují správnou teplotu oleje v okruhu kompresoru, která je tak důležitá pro správnou viskozitu oleje.

Termostat v reakci na aktuální teplotu oleje v okruhu otvírá nebo zavírá tzv. bypas a pouští tak olej podle potřeby buď přímo do šroubového bloku, nebo naopak přes chladič, kde se olej chladí. Pro doposud používané minerální oleje VDL 46 byla optimální teplota v rozmezí 80 – 90 °C.

Ze šroubového bloku (3.), kde olej plní funkci mazací, těsnící a zároveň odvádí teplo, je olej odváděn, společně se stlačeným vzduchem, zpět do nádoby hrubého odlučovače (4.). Zde probíhá hrubé oddělování oleje od stlačeného vzduchu. Nádoba odlučovače je konstruována tak, aby se vzduch s olejem při průchodu nádobou roztočili. Odstředivou silou pak odletují kapky oleje na stěny nádoby, zatímco vzduch pokračuje dál.





Obr.5. – 3D model kompresoru – olejový okruh [11]

## 6. Popis měření.

Měření je zaměřeno na sledování vývoje tlaku a teplot v olejovém okruhu kompresoru.

Snímání a dlouhodobé sledování vývoje tlaků a teplot v olejovém okruhu a jejich rozdíly na vstupech a výstupech jednotlivých součástí okruhu nám ukáží, jak se testovaný olej chová v porovnání s předchozím minerálním olejem.

Snímače tlaku a teplot snímají data z pěti míst okruhu. V bodě A. sledují tlak a teplotu oleje na výstupu ze šroubového bloku. Zde, ihned po stlačení, jsou hodnoty nejvyšší. Dále jsme se zaměřili na sledování teploty a tlaku na vstupu do odlučovače (B.), za hrubým odloučením oleje ve směru toku stlačeného vzduchu.

Tento měřicí bod nám řekne o kolik se olej již ochladil a jaká je v tomto úseku tlaková ztráta. Další místo sledování je na vstupu chladiče (C.). Tyto data budou porovnávány s daty na výstupu (D.). Rozdíl nám řekne především, do jaké míry je chladič zanášen nečistotami, popř. jak se mění jeho účinnost.

Data z místa snímání D. nám zároveň poslouží jako výchozí pro sledování stavu olejového filtru. Ve směru toku oleje je totiž dále snímána teplota a tlak za olejovým filtrem na vstupu do šroubového bloku (E.).

V porovnání těchto údajů s daty z měřicího bodu A. pak lze také sledovat vývoj účinnosti a zahřívání šroubového bloku. To nám zároveň hodně řekne o tom, jak olej plní svou funkci mazání, těsnění mezi šroubovicí a stěnou bloku i funkci odvodu tepla.

Dalším důležitým faktorem pro sledování je i teplota nasávaného vzduchu. Tu snímá teplotní čidlo na sání kompresoru F. V kompresoru je pak ještě sledována teplota okolního vzduchu. Všechny tyto vnější vlivy se totiž výrazně promítají do účinnosti kompresoru a do množství vznikajícího kondenzátu ve stlačeném vzduchu.

Data tlaku naměřená v bodech C, D a E pak budou také použita pro zjišťování tlakových ztrát v olejovém okruhu kompresoru vlivem velikosti rozvodných měděných trubek a porovnávána s teoretickými propočty.



Obr.6. – Ukázka snímání teploty a tlaku v bodě C – vstup do chladiče

## 7. Tribologie olejů

### 7.1 Kompresorový olej.

Kompresorové oleje ve šroubových kompresorech patří do skupiny olejů, které se používají k mazání vnitřních součástí strojů, dopravu a expanzi plynů. Kompresory ATMOS, které slouží převážně ke stlačování atmosférického vzduchu a výjimečně inertních plynů (např. dusíku), patří mezi stroje s jednou mazací soustavou. To znamená, že kompresorový olej musí šroubový blok a jeho ložiska mazat, chladit, utěšňovat prostor mezi šroubovici a stěnou bloku, bránit korozi, neabsorbovat vlhkost a co nejméně zachytávat nečistoty. To vše musí co nejlépe fungovat při teplotách od 5 do 110°C. Teploty oleje navíc významně ovlivňují jeho viskozitu. Ta musí být při vysokých teplotách dost velká, aby olej plnil svou těsnicí funkci, ne však příliš velká, zejména při startu, poněvadž by olej nemusel smočít celou třecí plochu a navíc by mohl zadržovat nečistoty a přenášet je na klidnější místa [6] např. do drážek nebo regulačních ventilů. Také jsou žádoucí protioděrové vlastnosti a dostatečná viskozita pro mazání ložisek bloku.

Důležitost těchto vlastností dokazuje, že na ně pamatuje i norma ČSN EN 1012-1 zabývající se požadavky na bezpečnost konstrukce a provozu kompresorů, která říká v příloze B.2.1., že: „Zkušenosť ukazuje, že rotační vzduchové kompresory s olejovou náplní, dobře konstruované, se správným mazáním a dobrou údržbou nejsou vystaveny riziku požáru. Nicméně abnormálně vysoké teploty v olejové soustavě urychlují oxidaci s následným rizikem. Vysoká viskozita oleje v průběhu spouštění za studena, zanesené olejové filtry, nebo špatná funkce ventilů mohou mít za následek nedostatečné množství oleje pro mazání“. Jako prevence je pak jedním ze 3 hlavních faktorů uvedena správná volba oleje [4].

## 7.2. Nežádoucí vlivy a vlastnosti.

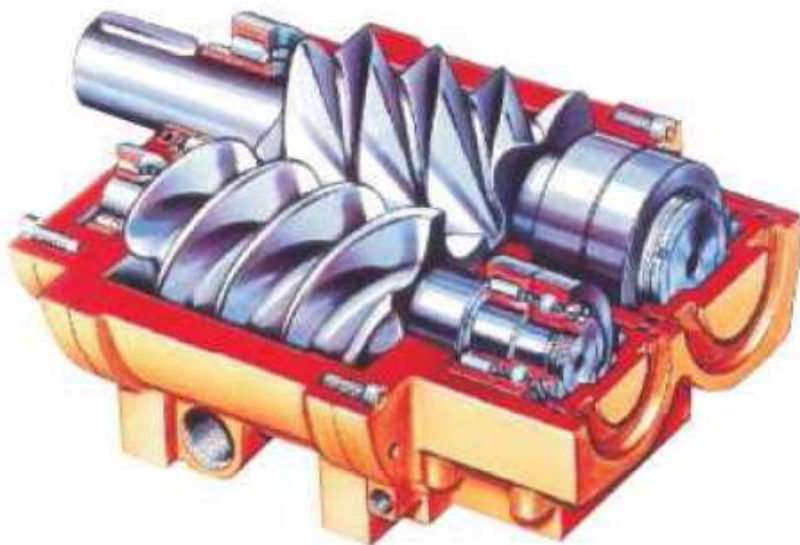
Vzhledem k vysokým teplotám musí mít olej dobrou tepelnou stálost (např. malý karbonizační zbytek) [6]. Ve šroubových vzduchových kompresorech se vzduch stýká se vzduchem v tenké vrstvě mezi šroubovicí a tělem bloku a musí být proto dostatečně stálý proti okysličení.

Velmi nežádoucím jevem, projevujícím se např. zmenšením pevnosti mazací vrstvy, zvětšením náchylnosti oleje ke stárnutí, poklesem jeho viskozity, hustoty a tepelné vodivosti, je pění. Pěna je disperzní systém, v němž plyn, nebo pára jsou jemně rozptýlené v kapalném disperzním prostředí ve formě malých bublinek, vzájemně oddělených tenkými

filmy se zvětšenou viskozitou nebo pevností. Pěnivost u ropných olejů s hloubkou rafinace klesá a vzrůstá s jejich stárnutím a s přítomností cizorodých látek [6]. Stabilita pěny se vzrůstající viskozitou klesá.

S nasávaným vzduchem přichází do kompresoru i prach. Při prašnosti kolem  $11 \text{ g/m}^3$ , typické pro průmyslové oblasti, může kompresor nasát v průběhu měsíce až 1 kg prachu. V důsledku toho může v tuhých úsadách převažovat anorganický podíl nad organickým [6]. Je proto nutné zajistit co nejlepší filtraci.

Další cizí složkou je vlhkost. Čím vyšší je teplota nasávaného plynu, tím větší bývá jeho relativní vlhkost [6]. Ta může při větším tlaku nebo nižších teplotách kondenzovat a při výstupu z kompresoru v rozvodech, zásobnících a strojních zařízeních vyvolávat korozi.



Obr.8. – Řez šroubovým blokem kompresoru

## 7.3. Omezení nežádoucích vlivů.

Od oleje se proto vyžaduje schopnost adsorbovat se na plochách a vytlačit z nich vodu. Je-li vody více, má s ní olej vytvářet emulzi s mazacími vlastnostmi a s přilnavostí ke kovu.

Významným činitelem k zmenšení tvorby úsad může být přítomnost některých druhů přísad (aditiv) v oleji. Jde mj. o antioxydanty, detergenty a disperzanty [7].

Požadavky na jakost olejů se řídí podle norem DIN 51506 a ISO 6521 a tabulky z těchto norem jsou k nahlédnutí v příloze.

Jak bylo uvedeno negativní vlastnosti a vlivy vnějších nečistot na olej se snižují pomocí přísad tzv. aditiv. Přesné složení každý výrobci tají, proto zde uvedeme jen všeobecné vlastnosti.

Nejčastější složkou olejů jsou fenoly, přidávají se do oleje, aby se zlepšila jeho oxidační stabilita. Jako antioxydanty se nejčastěji používají přísady na bázi stíněných jednojaderných fenolů a ditiofosfátů zinečnatých, které mají multifunkční účinek [6]. Dále je používán vápník jako detergent zabráňující shlukování nečistot a neutralizují kyselé produkty oxidace. Sloučeniny fosforu a síry pomáhají zlepšit odolnost ve vysokém tlakům a proti zadření.

Zejména síra a její sloučeniny (s Cl, Pb, P, Zn) zvyšují přilnavost mazací vrstvy i za vyšších teplot. Chemicky reagují s povrchem kluzných ploch a vytvářejí sloučeniny zabráňující vzniku mikrosvarů[7]. Jako další přísady se např. používají také některé silikonové oleje proti pěnivosti, polymery pro zlepšení viskozitního indexu, metylmetakryláty (depresanty) pro snížení bodu tuhnutí[7], aminoalkoholy jako protiúnavové a např. dusíkaté formaldehydy nebo metylmočoviny jako biocidy zabráňující rozmnožování mikroorganismů[6].

#### 7.4. Tribotechnická diagnostika.

Jak se ukazuje, nároky na kompresorový olej pro stlačování vzduchu, jsou velké. Nebude proto jednoduché najít adekvátní náhradu vznikající na úplně jiném základě.

Pro posouzení výsledků testovaného oleje nám proto poslouží podrobná tribotechnická diagnostika, jejíž výsledky budou porovnávány s výsledky z pretestu minerálního oleje. Pro kontrolu kvality kompresorového oleje jsou doporučeny následující ukazatele [22]:

- kinematická viskozita při 40°C
- číslo kyselosti (neutralizační číslo)
- obsah vody (KF) % hm
- pH ( v případě kyselých plynů)
- oxidace oleje, Infračervená spektrometrie
- oxidační stabilita, životnost oleje
- obsah částic, spektroskopická analýza

Při analýzách nového oleje budeme mimo uvedené ukazatele ještě sledovat další:

- kinematická viskozita při 100°C
- viskozitní index
- bod tuhnutí
- zabarvení – dle ASTM - color

Viskozita oleje bude posuzována podle ČSN 65 6601, která uvádí pro každou z 18.tříd viskozity povolené rozpětí viskozity při 40°C a návrhy orientačních hodnot odpovídající kinematické viskozitě při jiných teplotách a viskozitním indexu 0, 50 a 95. Pro náš případ jde o olej třídy VG 46, který má mít kinematickou viskozitu při 40°C  $46 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$  a povolené rozpětí je 41,40 až 50,60  $\text{mm}^2\text{s}^{-1}$ . Při 50°C a předpokládaném min. viskozitním 95 by pak měla mít kinematická viskozita hodnotu 27,00 – 32,50  $\text{mm}^2\text{s}^{-1}$ [10].

Stanovení samotné kinematické viskozity je pak určeno normou ČSN 65 6216, která stanovuje postup i výpočty a popisuje vlastnosti, mj. i pro zjištění, zda je kapalina Newtonská či není [15].

Metoda určení oxidační stálosti kompresorových olejů se řídí dle pokynů ČSN 65 6236.

## 8. Naměřené hodnoty z testů olejů.

Tabulka 1. Vybrané vlastností olejů z testu [11,12]

	jednotky	Pretest											Test SOILCY I.										
Číslo testu (protokol)		148	149	150	151	152	153	154	155	156	157	158	159										
výměny oleje	mmth	1	25	97	193	337	576	52	211	517	959	1515	2000										
Obsah vody	ppm	48	54	61	98	92	91	-	41	-	150	276	840										
Viskozita 40°C	mm <sup>2</sup> /s	41,51	41,43	41,96	42,14	43,45	43,38	43,05	43,05	44,07	46,78	48,32	61,3										
Viskozita 100°C	mm <sup>2</sup> /s	7,79	7,66	7,84	7,86	8,02	7,86	7,92	8,09	8,17	8,37	8,79	9,49										
Viskozitní index		160	156	160	160	159	154	158	164	162	156	163	136										
Neutralizační číslo	mgKOH/g	0,15	0,16	0,16	0,15	0,62	0,7	0,15	0,23	0,78	2,09	2,61	3,74										
Bod tuhnutí	°C	-30	-31	-30	-31	-33	-32	-30	-30	-30	-27	-24	-16										
Aditiva																							
Šíra	mg/kg	977	988	1087	1004	696	706	910	849	549	273	227	112										
Fosfor	mg/kg	131	137	126	125	62	68	61	63	48	48	44	38										
Zinek	mg/kg	13	17	19	125	7	9	7	15	2	0	1	1										
Test SOILCY II																							
Číslo testu (protokol)		643	644	645	646	647	648	649															
výměny oleje	mmth	0	100	523	1020	1520	2030	2540															
Obsah vody	ppm	17	45	68	54	52	62	65															
Viskozita 40°C	mm <sup>2</sup> /s	46,81	42,06	42,85	43,56	44,64	46,18	46,01															
Viskozita 100°C	mm <sup>2</sup> /s	8,06	6,98	6,93	7,1	7,25	7,16	7,28															
Viskozitní index		145	125	120	123	124	114	120															
Neutralizační číslo	mgKOH/g	0,11	0,31	0,32	0,37	0,46	0,52	0,54															
Aditiva																							
Šíra	mg/kg	2189	1765	1674	1653	1640	1850	1995															
Fosfor	mg/kg	484	135	119	119	122	135	149															
Zinek	mg/kg	0	136	265	327	398	371	335															



## 9. Postup výpočtů předpokládaných tlakových ztrát.

### 9.1. Popis postupu.

Při výpočtech předpokládaných tlakových ztrát v olejovém okruhu kompresoru budeme vycházet z dat zjištěných u výrobce.

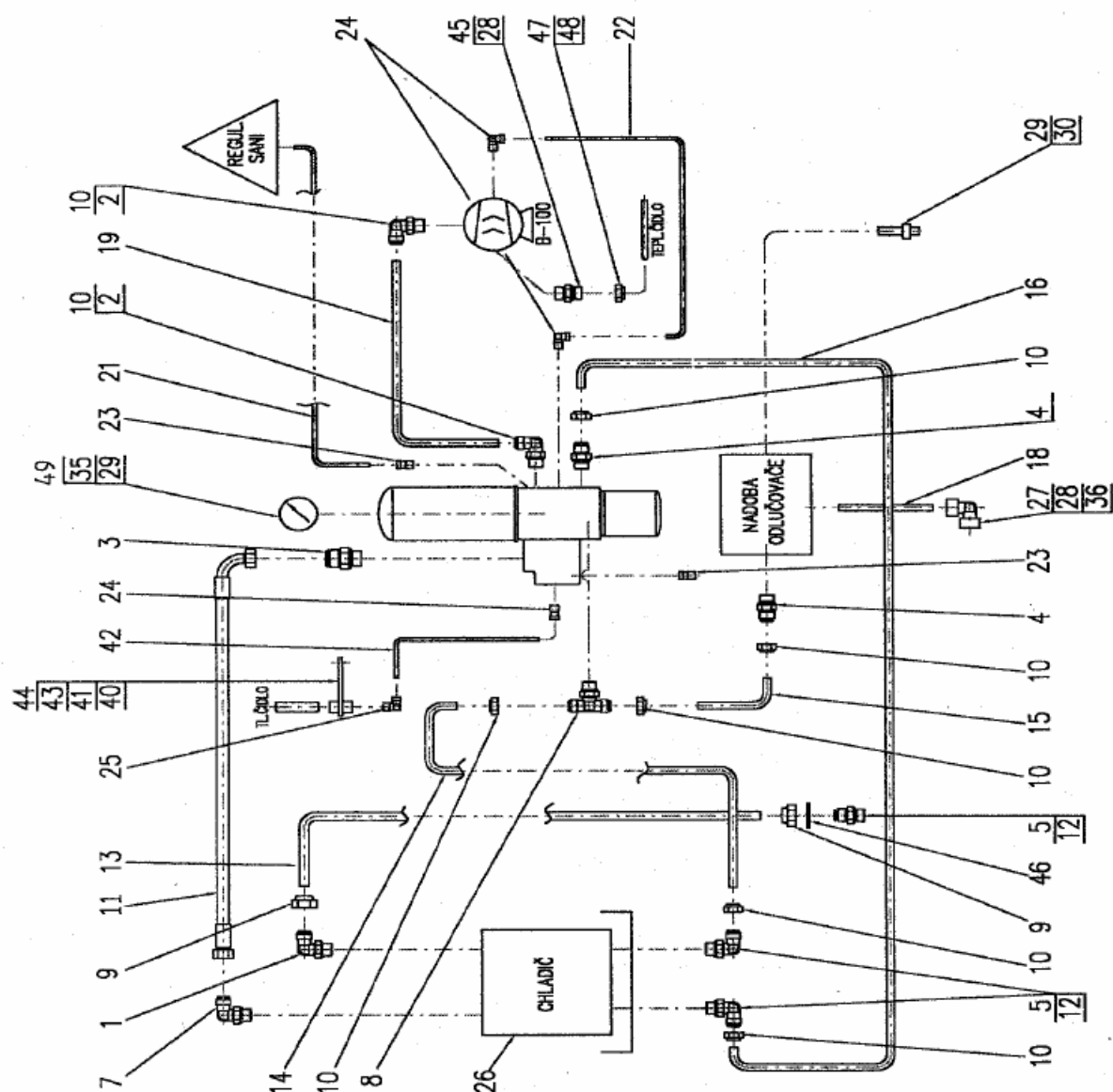
Z provozních podmínek lze předpokládat, že proudění oleje v kompresoru je turbulentní. Pro výpočty bude především důležité zjistit rychlost proudění oleje v okruhu, viskozitu a hustotu používaného oleje a údaje o tlakových ztrátách především na chladiči a olejovém filtru. Z katalogu pak zjistíme používaný průměr trubek, za jakého materiálu jsou vyrobeny, množství ohybů a spojek (šroubení).

Tato data pak budou použita pro výpočty místních ztrát a pro určení třecích ztrát v okruhu. Zjištěné výsledky pak budou porovnány se skutečně naměřenými hodnotami. Při této práci musí být zohledněno, že kompresorový olej se mění zpravidla po 2-3000 pracovních hodinách. Za tuto dobu olej vlivem teplot a nečistot degeneruje a jeho vlastnosti se tím zhoršují. Případně navržené snížené průměry trubek musí proto splňovat podmínky průtoku i pro práci stroje na konci životnosti olejové náplně a to zejména z důvodů zamezení zadření šroubového bloku.



Obr.7. – Soustrojí testovaného kompresoru s čísly pozic trubek rozvodu oleje (čísla trubek dle tab.2.)

## 9.2. Olejový okruh – podrobný nákres.

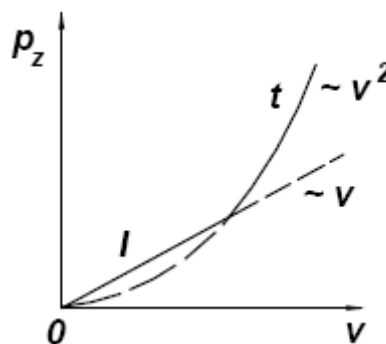


Obr.8. – Soustrojí testovaného kompresoru

V kompresoru jsou použity trubky vyrobené podle ČSN 42 3005, které jsou zkoušeny hydraulickým přetlakem 1,96 MPa a musí prokázat úplnou nepropustnost [16].  
 Drsnost těchto trubek v korodovaném stavu bývá 0,003 až 0,1mm [3].

### 9.3. Vlastnosti proudění kapalin.

Proudění skutečných vazkých tekutin dělíme mj. na laminární nebo turbulentní. Rozdíl mezi těmito typy proudění názorně ukazuje Reynoldsův pokus, na kterém ukázal pomocí obarvené tekutiny přiváděné do proudící tekutiny, že při malých rychlostech proudů zůstává barevné vlákno neporušené což znamená, že se částice proudící tekutiny nepromíchávají. Proudění tekutiny je laminární. Zvětší-li se rychlost nad kritickou hodnotu, dochází k intenzivnímu míšení částic následkem jejich podružných pohybů ve všech směrech. Částice tekutiny neustále přecházejí z jedné vrstvy do druhé, přičemž dochází k výměně energie a jejich rychlosti po průřezu se značně vyrovnávají. Takové proudění je turbulentní. [3]. Výsledný odpor turbulentního proudění je, díky změně hybnosti při přemísťování částic a jejich brzdícímu účinku, větší než odpovídá smykovému napětí od vazkosti při laminárním proudění. Rychlostní profil turbulentního proudění v potrubí se více podobá obdélníku a to tím více, čím je větší turbulence, tj. čím větší je Re číslo. [3]. Proto bude jedním z prvních kroků při výpočtech tlakových ztrát oběhu kompresoru, právě určení Re. Závislost hydraulického odporu proti pohybu na rychlosti je znázorněna na obr. 9. U laminárního proudění je odpor lineárně závislý na rychlosti, u turbulentního je závislý na druhé mocnině rychlosti.



Obr.8. – Závislost  $p_z=f(v)$

Z pokusů i teorie vyplývá, že hraniční přechodová hodnota laminárního proudění v turbulentní je určena Reynoldsovým kritickým číslem jež pro proudění v kruhovém potrubí je  $Re=2320$ .

Okamžité hodnoty všech veličin při turbulentním proudění neustále kolísají, proto se při technických výpočtech používají střední hodnoty. Fluktuace středních hodnot od okamžitých může být až 10%. Při turbulentním proudění je propustnost potrubí menší než by mohla teoreticky být při laminárním, avšak turbulentní proudění je stabilnější.

Pro turbulentní proudění je charakteristické [3]:

- 1) Fluktuace rychlosti, tlaku a případně dalších veličin.
- 2) Víry o různých velikostech ( od velikosti srovnatelné s velikostí proudů až po nejmenší o velikosti několika setin mm).
- 3) Nahodilost změn je dominantní, i když i ve vyvinutém turbulentním proudění bylo prokázáno, že existují uspořádané skupiny vírových struktur, vyznačující se náhodnými fluktuacemi fázového posunu.
- 4) Samobuzení. Jednou vzniklé turbulentní proudění se dále udržuje samo tím, že vytváří nové víry. které nahrazují víry, jež jsou vlivem viskozity disipovány.
- 5) Promíchávání je mnohem intenzivnější než při laminárním proudění.



## 9.4. Hydraulické odpory.

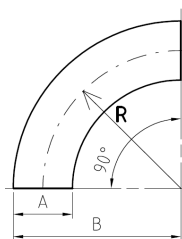
Při proudění skutečných tekutin vznikají následkem viskozity hydraulické odpory, tj. síly, které působí proti pohybu částic. Mechanismus hydraulických odporů je složitý jev, který se dosud nepodařilo exaktně vyřešit až na jednodušší případy laminárního proudění. Proto se v hydraulických výpočtech uplatňuje řada poloempirických metod.

Pod pojem hydraulické odpory zahrnujeme při proudění skutečné tekutiny všechny účinky, které působí rozptýl energie. Rozptýlená (ztrátová) energie na hydraulických odporech se projeví buď jako tlakový úbytek (vynucené proudění v potrubí apod.-náš případ), nebo úbytkem kinetické energie (výtok z nádob apod.), nebo snížením polohové energie (gravitační potrubí apod.). [3]

Hydraulické odpory se dělí na odpory třecí a místní. Třecí odpory zahrnují závislost na délce potrubí a ztrátový součinitel je úměrný délce. Místní odpory vznikají v místech, kde se mění velikost rychlosti (změna průřezu), směr rychlosti (ohyby), popřípadě velikost i směr rychlosti (armatury) a dochází při tom k odtržení proudů a vzniku vířivé oblasti.

Ztrátový součinitel  $\zeta$  místního odporu závisí na geometrii uvažovaného místa (změna průřezu, zakřivení apod.) a na proudění (druh kapaliny, rychlost). Tlaková ztráta  $p_z$  je rozdíl tlaků na délce potrubí  $l$  (u třecího odporu) nebo rozdíl před místním odporem a za ním.

## 9.5. Prvky místních ztrát v olejovém okruhu.

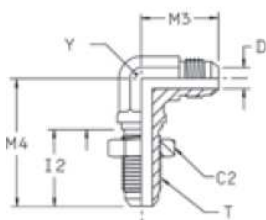


Ohyby na Cu trubkách – 90° - 9 ks v okruhu:

$$A = d_1 = 13 \text{ mm}$$

$$B = 42,5 \text{ mm}$$

$$R = R_1 = 35 \text{ mm}$$



Kolena šroubení - 4 ks v okruhu:

$$D = d_2 = 12 \text{ mm}$$

$$M3 = 40 \text{ mm}$$

$$M4 = 61 \text{ mm}$$

$$Y = R_2 = 22 \text{ mm}$$

Délky rozvodných měděných trubek jsou uvedeny v tabulce 2., kde je upřesněno i množství kolen na každé z nich. V současnosti používané trubky v měřeném kompresoru mají rozměr 15/1, což znamená, že vnější průměr je 15mm a tloušťka stěny 1mm. DN trubky je 13mm

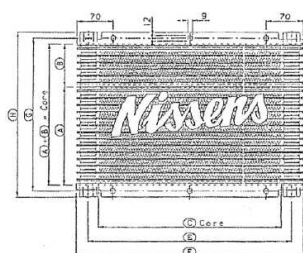
Tabulka 2. Délky a ohyby rozvodných trubek kompresoru [13]

Číslo	Pozice na výkresu	Z	Do	délka [mm]	počet ohybů 90°	počet ohybů 45°	počet kolen šr.
1.	15.	Nádoba hrubého odlučovače	T - odbočka u termostatu	260	2	0	0
2.	14.	T - odbočka u termostatu	Chladič	730	3	0	1
3.	16.	Chladič	Olejový filtr	625	2	0	1
4.	19.	Olejový filtr	Šroubový blok	440	2	1	2

Dalšími prvky místních ztrát jsou :

Chladič – výrobce Nissens, typ NC 5 – konstrukčně je řešený tak, že dvě třetiny chladiče slouží pro chlazení oleje, zbývající třetina pak dochlazuje stlačený vzduch odcházející do potrubí.

Základní parametry:



- vnější rozměr 492x447 mm
- max. průtok oleje 28 l/min.
- max. průtok vzduchu 2,45 Nm<sup>3</sup>/min. (7 bar)
- max. pracovní tlak 13 bar
- připojovací rozměr vzduchové části – G ¾“
- připojovací rozměr olejové části – G ½“ (d<sub>3</sub> = 15mm)
- tlaková ztráta – 0,2 až 0,4 bar

Olejový filtr – výrobce MANN+HUMMEL, typ W 712/65 – speciálně určený pro kompresory.

Základní parametry:



- vnější rozměr 76x93 mm
- jmenovitý průtok oleje 20 m<sup>3</sup>/min.
- připojovací závit G ¾“ (d<sub>4</sub> = 20mm)
- jemnost filtru dle ISO 16 889 s 50% účinností odlučování 20μm a s 99% účinností > 50μm
- max. provozní tlak 14 bar
- obtokový ventil 2,5 bar (max. tlaková ztráta)
- obvyklá provozní tlaková ztráta 0,5-1 bar

## 9.6. Postup výpočtu tlakových ztrát.

Celková tlaková ztráta v olejovém okruhu je dána součtem dílčích tlakových ztrát:

$$p_{zC} = p_{zCH} + p_{zF} + p_{zO} \quad (9.1)$$

kde je:

$p_{zC}$	celková ztráta
$p_{zCH}$	ztráta na chladiči
$p_{zF}$	ztráta na olejovém filtru
$p_{zO}$	ztráta v okruhu

A zatímco ztráty na chladiči a filtru jsou známy od výrobce, ztráty vznikající v okruhu oleje na jednotlivých prvcích musíme dopočítat.

Pro tyto výpočty tlakových ztrát v okruhu tzv. Darcy-Weisbachovu rovnici:

$$p_{zO} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad (9.2)$$

kde je:

$\lambda$	součinitel tření
$l$	délka potrubí
$d$	průměr potrubí
$v$	rychlost proudění
$\rho$	hustota oleje při dané teplotě

Pro doplnění hodnot do tohoto vzorce však musíme zjistit ještě podrobnosti. Pro další postup výpočtu proto musíme mj. určit Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (9.3)$$

Pak také rychlost proudění, která bude podle vztahu:

$$Q = v \cdot S \longrightarrow v = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot \left(\frac{d}{1000}\right)^2}{4}} \quad (9.4)$$

K určení ztrátového součinitele tření  $\lambda$  volím pro dosažení co nejlepší přesnosti Colebrookovu rovnici:

$$\lambda_1 = \frac{1}{\left[ 2 \cdot \log \left( \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda_0}} \right) + 0,27 \cdot \frac{k}{d} \right]^2} \quad (9.5)$$

Jde o implicitní rovnici a její řešení bude provedeno v programu EXCEL.

Dále je nutné definovat a vypočítat místní odpory. Pro tento výpočet zvolím postup vyjádřením místní ztráty ekvivalentní délkou potrubí vycházející ze vztahu:

$$\zeta \cdot \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{l_e}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad \Rightarrow \quad l_e = \frac{\zeta}{\lambda} \cdot d \quad (9.6)$$

Ztrátový součinitel  $\zeta$  pro jednotlivé ztrátové body v okruhu pak určím z následujících vztahů:

Vstup do olejového chladiče z připojovacího rohového šroubení – náhlé rozšíření:

$$\zeta = \left[ 1 - \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right]^2 \quad (9.7)$$

Výstup z chladiče do připojovacího rohového šroubení – náhlé zúžení:

$$\zeta = \left[ 1 - \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right]^2 \quad (9.8)$$

Ztrátový součinitel v ohybech potrubí a šroubení:

$$\zeta = f \left( \frac{R}{d} \right) \quad (9.9)$$

A ještě zbývá určit hustotu oleje při provozní teplotě. K tomu použiji vztah:

$$\rho = \rho_0 \cdot [1 - A \cdot (T - 293)] \cdot [1 + B \cdot (p - p_0)] \quad (9.10)$$

kde:  $A=65 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$  a  $B=0,4589 \cdot 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$

## 10. Výpočet předpokládaných tlakových ztrát.

Pro počáteční vzorový výpočet použijeme data udávaná výrobcem. Základní data uvedená v kapitole 4.1. doplníme ještě o provozní hodnoty:

Průtok oleje okruhem	$Q = 17,1 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} = 0,285 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Běžná prac. teplota oleje	$T = 80^\circ\text{C}$
Hustota minerálního oleje při $15^\circ\text{C}$	$\rho = 870 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Drsnost trubky vzhledem k prostředí plnému poměrně dobře filtrovaného oleje volím v dolní části rozsahu uvedeného v kapitole 8.2 :  $k = 0,02 \text{ mm}$

Pro lepší přehled ještě výtah všech rozměrů v okruhu podílejících se na ztrátách v okruhu:

měděná trubka	$d_1 = 13 \text{ mm}$
připojovací šroubení	$d_2 = 12 \text{ mm}$
vstupy chladič	$d_3 = 15 \text{ mm}$
vstupy filtr	$d_4 = 20 \text{ mm}$
poloměr ohybu Cu trubky	$R_1 = 35 \text{ mm}$
poloměr ohybu šroubení	$R_2 = 22 \text{ mm}$

Prvním krokem je určení rychlosti proudění podle rovnice 8.3.

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot \left(\frac{d}{1000}\right)^2}{4}} = \frac{0,285 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi \cdot \left(\frac{13}{1000}\right)^2}{4}} = 2,147 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (10.1)$$

Druhým krokem je výpočet Reynoldsova čísla  $Re$  podle rovnice 8.2. Kinematická viskozita při teplotě  $80^\circ\text{C}$  je určena podle grafu č1. v příloze  $\nu = 11 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{2,147 \cdot 0,013}{11 \cdot 10^{-6}} = 2537,36 \quad (10.2)$$

Třetím krokem je určení ztrátového součinitele  $\lambda$  pomocí Colebrookovy rovnice (8.4) vypočítané pomocí programu EXCEL. Jako počáteční podmínku jsem zvolil  $\lambda_0 = 0,00001$ .

$$\lambda_1 = \frac{1}{\left[ 2 \cdot \log \left( \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda_0}} \right) + 0,27 \cdot \frac{k}{d_1} \right]^2} = \frac{1}{\left[ 2 \cdot \log \left( \frac{2,51}{2537,36 \sqrt{0,00001_0}} \right) + 0,27 \cdot \frac{0,02}{0,013} \right]^2} \quad (10.3)$$

Tabulka 3. Výsledek řešení implicitní rovnice výpočtu ztrátového součinitele  $\lambda$ .

$\lambda_0$	$\lambda_1$	$\lambda_2$	$\lambda_3$	$\lambda_4$	$\lambda_5$	$\lambda_6$	$\lambda_7$	$\lambda_8$	$\lambda_9$	$\lambda_{10}$
[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
0,00001	0,9835	0,0308	0,05082	0,04651	0,047224	0,047099	0,047121	0,047117	0,047118	0,047118

V 10 iteraci už je výpočet natolik přesný, že jej lze považovat za výsledný:

$$\lambda_{10} - \lambda_9 = 0,111 \cdot 10^{-6} \quad (10.4)$$

$$\lambda = 0,047118$$

Nyní můžeme přistoupit k výpočtům ztrátových součinitelů jednotlivých místních ztrát a jejich náhradních délek.

Ztráta při vstupu do olejového chladiče z přípojovacího rohového šroubení – náhlé rozšíření:

$$\zeta_1 = \left[ 1 - \left( \frac{d_2}{d_3} \right)^2 \right]^2 = \left[ 1 - \left( \frac{12}{15} \right)^2 \right]^2 = 0,130 \quad (10.5)$$

Náhradní délka potrubí je:

$$l_{e1} = \frac{\zeta_1}{\lambda} \cdot d_1 = \frac{0,130}{0,047118} \cdot 13 = \underline{35,9mm} \quad (10.6)$$

Ztráta při výstupu z olejového chladiče do přípojovacího rohového šroubení – náhlé zúžení:

$$\zeta_2 = \left[ 1 - \left( \frac{d_3}{d_2} \right)^2 \right]^2 = \left[ 1 - \left( \frac{15}{12} \right)^2 \right]^2 = 0,316 \quad (10.7)$$

Náhradní délka potrubí je:

$$l_{e2} = \frac{\zeta_2}{\lambda} \cdot d_1 = \frac{0,316}{0,047118} \cdot 13 = \underline{87,3mm} \quad (10.8)$$

Stejným postupem zjistíme náhradní délku potrubí při ztrátách na vstupu ( $l_{e3}$  – náhlé rozšíření 9.10) a výstupu ( $l_{e4}$  – náhlé zúžení 9.12) olejového filtru a na každý spoj mezi rozvodnou trubicí a přípojovacím šroubením ( $l_{e5}$  – zúžení,  $l_{e6}$  – rozšíření).

Vstup do olejového filtru:

$$\zeta_3 = \left[ 1 - \left( \frac{d_2}{d_4} \right)^2 \right]^2 = \left[ 1 - \left( \frac{12}{20} \right)^2 \right]^2 = 0,41 \quad (10.9)$$

Náhradní délka potrubí:

$$l_{e3} = \frac{\zeta_3}{\lambda} \cdot d_1 = \frac{0,41}{0,047118} \cdot 13 = \underline{113,1mm} \quad (10.10)$$

Výstup z olejového filtru:

$$\zeta_4 = \left[ 1 - \left( \frac{d_4}{d_2} \right)^2 \right]^2 = \left[ 1 - \left( \frac{20}{12} \right)^2 \right]^2 = 3,161 \quad (10.11)$$

Náhradní délka potrubí:

$$l_{e4} = \frac{\zeta_4}{\lambda} \cdot d_1 = \frac{3,161}{0,047118} \cdot 13 = \underline{872,1mm} \quad (10.12)$$

Zúžení do šroubení:

$$\zeta_5 = \left[ 1 - \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right]^2 = \left[ 1 - \left( \frac{13}{12} \right)^2 \right]^2 = 0,03 \quad (10.13)$$

Náhradní délka potrubí:

$$l_{e5} = \frac{\zeta_5}{\lambda} \cdot d_1 = \frac{0,03}{0,047118} \cdot 13 = \underline{8,3mm} \quad (10.14)$$

Rozšíření ze šroubení:

$$\zeta_6 = \left[ 1 - \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right]^2 = \left[ 1 - \left( \frac{12}{13} \right)^2 \right]^2 = 0,022 \quad (10.15)$$

Náhradní délka potrubí:

$$l_{e6} = \frac{\zeta_6}{\lambda} \cdot d_1 = \frac{0,022}{0,047118} \cdot 13 = \underline{6,1mm} \quad (10.16)$$

A ještě zbývá určit náhradní délky za ztráty v ohybech trubek (9.18) a šroubení (9.20). Ztrátový součinitel v těchto ohybech vypočítáme podle vzorce 8.9. Náhradní délku opět podle 8.6.

$$\zeta_7 = f \left( \frac{R_1}{d_1} \right) = \frac{35}{13} = 2,692 \quad (10.17)$$

$$l_{e7} = \frac{\zeta_7}{\lambda} \cdot d = \frac{2,692}{0,047118} \cdot 13 = \underline{742,7mm} \quad (10.18)$$

$$\zeta_8 = f \left( \frac{R_2}{d_2} \right) = \frac{22}{12} = 1,833 \quad (10.19)$$

$$l_{e8} = \frac{\zeta_8}{\lambda} \cdot d = \frac{1,833}{0,047118} \cdot 13 = \underline{505,7mm} \quad (10.20)$$

Nyní známe všechny náhradní délky za místní ztráty. Každou náhradní délku vynásobíme jejím počtem výskytu v olejovém okruhu, výsledky sečteme a dostaneme celkovou náhradní délku za místní ztráty ( $l_{eZ}$ ) – za ohyb trubky v úhlu  $45^\circ$  bude přičtena  $\frac{1}{2}$  délky  $l_{e7}$ . Následně budou připočteny stávající rovné délky potrubí a dostaneme celkovou délku ( $L_C$ ) pro výpočet tlakových ztrát v okruhu kompresoru.

$$l_{eZ} = l_{e1} + l_{e2} + l_{e3} + l_{e4} + 4 \cdot l_{e5} + 4 \cdot l_{e6} + 9 \cdot l_{e7} + \frac{l_{e7}}{2} + 4 \cdot l_{e8} \quad (10.21)$$

$$l_{eZ} = 35,9 + 87,3 + 113,1 + 872,1 + 4 \cdot 8,3 + 4 \cdot 6,1 + 9 \cdot 742,7 + \frac{742,7}{2} + 4 \cdot 505,7 = \underline{10244,45mm}$$

$$L_C = 260 + 730 + 625 + 440 + 10244,45 = \underline{12299,45mm \approx 12,3m} \quad (10.22)$$

Před závěrečným výpočtem celkové tlakové ztráty olejového okruhu kompresoru ještě určíme hustotu oleje  $\rho$  při dané provozní teplotě.

$$\rho = \rho_0 \cdot [1 - A \cdot (T - 293)] \cdot [1 + B \cdot (p - p_0)] \quad (10.23)$$

$$\rho = 870 \cdot [1 - 65 \cdot 10^{-5} \cdot (373 - 293)] \cdot [1 + 0,4589 \cdot 10^{-9} \cdot (9 \cdot 10^5 - 10^5)] = \underline{825,1kg.m^{-3}}$$

Nyní už můžeme vypočítat tlakovou ztrátu na všech uvedených dopočítaných prvcích okruhu podle rovnice 8.1.

$$p_{ZO} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho = 0,047118 \cdot \frac{12,3}{0,013} \cdot \frac{2,147^2}{2} \cdot 825,1 = \underline{84779,03Pa \approx 0,85bar} \quad (10.24)$$

Celková tlaková ztráta ( $p_{ZC}$ ) v olejovém okruhu šroubového kompresoru za ideálních podmínek tedy je:

$$p_{ZC} = p_{ZCH} + p_{ZF} + p_{ZO} = 0,2 + 0,5 + 0,85 = \underline{1,55bar} \quad (10.25)$$

Předpokládaná tlaková ztráta olejového okruhu je 1,55 bar.



## 11. Výsledky měření.

### 11.1. Vyhodnocení pomocí průměrných hodnot.

Nyní musíme vyhodnotit data zjištěná měření na kompresoru. Měření probíhalo výše uvedeným způsobem téměř celý rok, avšak v jeho průběhu byl měněn a testován nový olej, jehož výsledky uvedené ve vyhodnocení nás nutí pro tuto část projektu použít jen měření z počáteční fáze testů. Data naměřená ke konci testu, kdy se tlaková ztráta v okruhu začala zvyšovat nám pouze naznačují možnosti kompresoru a jeho olejového okruhu, v souvislosti s použitím stávajícího minerálního oleje, snížení průměru použitých trubek a s tím spojené zvýšení tlakové ztráty.

Pro vyhodnocení výsledků a porovnání s teoretickými výpočty použijeme data naměřená mezi 16. a 22.4. Prosté průměry naměřených hodnot (Tabulka 4) nám říkají, že teplota oleje v okruhu byla v tomto období 82,05°C, tlaková ztráta mezi počátkem a koncem olejového okruhu činila 1,63 bar.

Rozdíl tlakové ztráty oproti výpočtu je tedy 0,08 bar a teplota se liší o 2,05°C. Z tohoto pohledu výsledek vykazuje poměrně dobrou shodu s teoretickým výpočtem.

Tabulka 4. Průměrné výsledné hodnoty měření tlaku a teploty – duben.

	TLAK					TEPLOTA				
Označení pozice	A	B	C	D	E	A	B	C	D	E
Místo snímače	BLOK vstup	NADOBA	CHLADIC vstup	CHLADIC vstup	BLOK vstup	BLOK vstup	NADOBA	CHLADIC vstup	CHLADIC vstup	BLOK vstup
Jednotka	bar	bar	bar	bar	bar	°C	°C	°C	°C	°C
Průměrná hodnota	9,09	9,06	8,54	8,31	7,46	88,82	84,02	88,02	74,50	74,88

Jako dílčí výsledek z měření vyplývá odečtem rozdílu mezi měřícími body C a D, že chladič má na celkové tlakové ztrátě podíl 0,23 bar což koresponduje s daty od výrobce ( $p_z=0,2-0,4$  bar). Jak je vidět na obr.6 v kapitole 5, jsou snímače v tomto případě umístěny na ohybu šroubení, takže měření je jen minimálně zkresleno rozšířením na vstupu a zúžením na výstupu chladiče. Oproti tomu olejový filtr měřený mezi body označenými jako D a E, má, jak vyplývá z tabulky 2. v kapitole 8.5, před sebou 2 ohyby na Cu trubce a za sebou další 2. K těm je ještě nutné přičíst 1 ohyb na Cu trubce v úhlu 45°, jeden ohyb na připojovacím šroubení, délku připojovacích trubek č.3 a 4 a přechody na vstupu a výstupu olejového filtru. Po sečtení všech uvedených ztrát vychází tlaková ztráta před a za olejovým filtrem na 0,407 bar. Na celkové tlakové ztrátě se tak olejový filtr podílí hodnotou 0,443 bar.

## 11.2. Porovnání výpočtu a naměřených hodnot úseků okruhu.

Z výsledků měření je ale vidět, že v okruhu nemá olej stálou teplotu. Ta se mění v rozsahu až 30°C a proto zkusíme ještě porovnat platnost předešlého výpočtu s praktickými výsledky měření z 13.5. (Tabulka přílohy č.2) ve dvou úsecích okruhu. Pro porovnání výsledků měření s teoretickým výpočtem spočítáme předpokládanou tlakovou ztrátu při zjištěné teplotě v okruhu a proložíme tuto grafem naměřené tlakové ztráty v úseku.

Okruh pro porovnání v reálných podmínkách rozdělíme na 2 úseky:

1. Výstup z bloku – vstup olejový chladič (snímací body A a C)
2. Výstup z chladiče – vstup do bloku (snímací body D a E)

Při porovnávání měření ze dne 13.5. byla v úseku 1. průměrná teplota oleje 92°C, v úseku 2., za chladičem ve směru toku, pak 77°C. Pro obě hodnoty musíme nyní shodně podle postupu z kapitoly 9. dopočítat  $Re$ ,  $\lambda$ ,  $\rho$  a následně náhradní délky potrubí, které jsou rozděleny podle Tabulky 2 (kapitola 8.5)

V úseku 1. budou náhradní délky složeny z:

- ohyb Cu 90° - 5 x
- ohyb šroubení - 2 x
- přechod Cu trubka –šroubení - 2 x
- přechod šroubení – Cu trubka - 2 x
- délky přímého potrubí DN 13mm - 990 mm

V úseku 2. budou náhradní délky složeny z:

- ohyb Cu 90° - 4 x
- ohyb Cu 45° - 1 x
- ohyb šroubení - 3 x
- přechod Cu trubka –šroubení - 2 x
- přechod šroubení – Cu trubka - 2 x
- délky přímého potrubí DN 13mm - 1065 mm

V úseku 2. je nutné ještě k výsledku přičíst tlakovou ztrátu na olejovém filtru  $p_{ZF}$ , kterou nelze z provedených měření nijak vyloučit. Jak je uvedeno v kapitole 10.1. má tato ztráta reálnou hodnotu 0,443 bar.

Tabulka 5. Dopočítané hodnoty

T [°C]	$v$ [mm <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]	Re [-]	$\rho$ [kg.m <sup>-3</sup> ]	$\lambda$	$l_e$ Cu ohyb [mm]	$l_e$ ohyb šroubení [mm]	$l_e$ přechod Cu-šroub. [mm]	$l_e$ přechod šroub.- Cu [mm]	$l_e$ olej.f. vstup [mm]	$l_e$ olej.f. výstup [mm]
92	0,0000079	3533	818,3	0,042867	817	556	9,2	6,7	-	-
77	0,000012	2326	826,8	0,048351	724	493	8,1	5,9	110	850

Celkové náhradní délky tedy jsou:

- úsek 1 6218,8 mm
- úsek 2 6790,0 mm

Tlaková ztráta pak podle výpočtů je:

$$\begin{aligned} & - \text{úsek 1} && 0,39 \text{ bar} \\ & - \text{úsek 2} && 0,48 \text{ bar} + 0,443 \text{ bar} = \underline{0,923 \text{ bar}} \end{aligned}$$

Jak je nejlépe vidět na Grafu přílohy 6, výsledek je úspěšný jen částečně a to v úseku 2, kde olej proudí z chladiče do šroubového bloku. Zde je velmi dobrá blízkost výpočtu s proloženou spojnicí trendu, která vyrovnává neustálé kmitání tlaku zachycené snímači.

Oproti tomu úsek 1, kde je průtok ve směru od šroubového bloku do chladiče, vykazuje tlakovou ztrátu o přibližně 0,21 bar vyšší, než je předpokládána. Na tomto rozdílu se pravděpodobně velkou měrou podílí fakt, že tato část je spojená s výstupem stlačeného vzduchu do separátoru a zbývajícím úbytkem tlaku je v této části.

## 12. Vyhodnocení.

### 12.1. Vyhodnocení měření tlakových ztrát.

V kapitole 10. jsme porovnali naměřené hodnoty s teoretickými výpočty a zjistili jsme poměrně dobrou shodu výsledků. Proto přistoupíme v další části projektu ke zkoušení změn velikosti průměru používaných trubek. Pro zachování určité návaznosti budou ve výpočtech ponechány vstupní rozměry chladiče a filtru, jejichž výměna není prvoplánovým cílem tohoto měření a zachována bude i přepokládaná provozní teplota a s tím související hustota oleje. U součástí rozvodů, jako jsou trubky a spojovací šroubení budou naopak zachovány rozdílné průměry pro zachování přechodových ztrát ve výpočtu. Budeme volit rozdílné průměry trubek se změnou po 1mm a zjistíme tak, zda je skutečně možné snížit průměr trubek.

Celé výpočty budou probíhat za použití programu Excel, kde jsou zaneseny všechny výpočetní vzorce a postupy jako v kapitole 9. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 5.

Tabulka 6. Zadané hodnoty a výsledky výpočtů změn DN potrubí.

DN Cu trubky	DN šroubení	$\lambda$	Re	$p_{zo}$	$p_{zc}$	rychlost proudění
[mm]	[mm]	[-]	[-]	[bar]	[bar]	[m.s <sup>-1</sup> ]
8	7	0,042044	4123,56	17,39	18,09	5,67
9	8	0,043079	3665,39	7,73	8,43	4,48
10	9	0,044112	3298,85	3,92	4,62	3,63
11	10	0,045133	2998,95	2,2	2,9	3
12	11	0,046136	2749,04	1,33	2,03	2,52
13	12	0,047118	2537,36	0,85	1,55	2,15
14	13	0,048077	2356,32	0,57	1,27	1,85

Žlutě vyznačený pruh v tabulce označuje stávající výchozí stav.

Jak jsme již předeslali, není účelem této optimalizace snížit tlakové ztráty v olejovém okruhu na minimum, ale najít přijatelný poměr mezi tlakovou ztrátou v okruhu a průtokem oleje, tak, aby olej mohl nadále bezpečně plnit vše co se od něj v kompresoru očekává a zároveň, aby mu k tomu stačil co nejmenší průměr rozvodného potrubí.

Pro posouzení maximální možné míry tlakové ztráty nám poslouží výsledky měření ze závěru tohoto projektu.

Jak nám ukazují výsledky měření z konce tohoto projektu (viz. Tabulka 4 přílohy) dokáže kompresor pracovat spolehlivě i při tlakové ztrátě až 3,5 bar. Podobné možnosti potvrzuje i Tabulka 5 v této kapitole a názorně i Graf přílohy č.5, kde je, při předpokládaném průměru potrubí 11mm, patrná předpokládaná tlaková ztráta 2,9 bar. Při dalším zmenšení průřezu o 1 mm, začíná  $p_z$  narůstat již strměji a její výše přes 4 bar se už jeví jako nepřijatelná.

## 12.2. Vyhodnocení testů nového oleje.

Testy nového ekologického oleje jsou okrajovou záležitostí této práce, proto jim nebylo věnováno tolik pozornosti. Byly postupně testovány dva druhy na stejné glycerinové bázi avšak obohacené různými aditivy.

Z grafů v příloze č. 8 až 13. je patrné jak „si oleje vedly“ při provozních testech. Na začátku byl nejdříve proveden krátký preses pro získání základních dat od nám dobře známého minerálního oleje. Ten pak byl nahrazen olejem nazvaným SOILCY I. Byl obohacen aditivami podle základních předpokládaných vlastností a dominovaly mezi nimi síra pro potlačení oxidace a fosfor, který měl zabránit absorpci vody do oleje. Výsledkem však bylo od počátku rychle narůstající neutralizační číslo a od 1000 provozních hodin prudce narůstající obsah vody, který od 1500 mth následovala i viskozita.

Bylo jasné, že je nutné množství aditiv v oleji upravit. U oleje SOILCY II byl výrazně zvýšen obsah síry i fosforu. Při porovnání výsledků opět na grafech 8. až 13., by se mohlo zdát, že byl zásah poměrně úspěšný. Projevila se však doposud skrytá vlastnost glycerinového základu, která si vysloužila odborný název „zmedovatění“. Olej začal po přibližně 500 provozních hodinách vykazovat známky tuhnutí, které byly velmi výrazné především v době, kdy kompresor stál a olej vychladl. Postupem času začal být problém uvést kompresor znovu do chodu.

Testy tohoto typu oleje byly proto zastaveny a označeny jako neúspěšné. Nic na tom už nezmění ani fakt, že se olej ke všem materiálům, se kterými přicházel do styku, choval poměrně neutrálně, pomineme-li fakt, že v závěru byly zbytkovými částicemi medovitého oleje zalepovány filtry a všechny ostatní komponenty rozvodu stlačeného vzduchu.

## 13. Návrh optimalizace.

Podle zjištěných výsledků a porovnávání měření lze říci, že použitou metodu je možné použít pro popis a výpočet předpokládaných tlakových ztrát v olejovém okruhu kompresoru.

Na základě zjištění je možné navrhnout snížení průměrů trubek v rozvodu až o 2 mm. I přes poměrně dobrou shodu měřených tlakových ztrát je však zároveň nutné před zavedením této změny do sériové výroby provést důkladné testy, které ověří tyto poznatky v praxi. Proudění oleje v okruhu chlazení všech kompresorů je stále poměrně neznámou oblastí a je také nutné zvážit jak se bude olej chovat při rozběhu za studena, kdy, jak ukazují propočty, je  $Re$  kompresorového oleje velmi nízké a proudění je laminární. Tento graf zároveň ukazuje, že do laminárního proudění pravděpodobně může přecházet olej i za současných provozních podmínek a za plného provozu. Teplota oleje pod 76°C, kdy už je  $Re$  pod hranicí 2320, v části okruhu za chladičem nebyla v tomto testu ani příliš vyjímečná.

Dalším prvkem, na který je možné se při optimalizaci zaměřit je samotný tvar olejového okruhu. V tabulce 7. jsou přehledně uspořádány zjištěné místní tlakové ztráty v jednotlivých částech okruhu. Na kruhovém grafu vycházejícím z této tabulky je názorně vidět jaký podíl mají jednotlivé komponenty na tlakových ztrátách. Vyplývá z něj jednoznačně, že největší zátěží pro oběh oleje jsou ohyby na rozvodných měděných trubkách. Jejich současná podoba

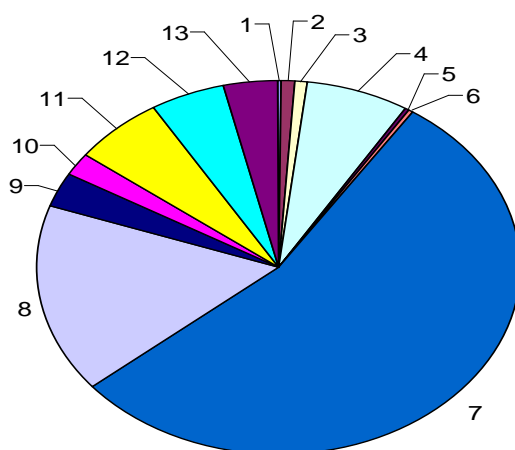
je velmi estetická a výhodná pro obsluhu i opravy, pokud ale budeme chtít tlakové ztráty snížit, musíme se zamyslet nad způsobem, jak co nejvíce ohybů odstranit. V konečném výsledku může optimalizace dojít u tohoto konkrétního typu k použití menšího chladiče i olejového filtru.

Negativním důsledkem takového postupu však může být například horší využití odpadního tepla. U strojů této velikosti není využívání rekuperačních výměníků olej-voda až tak časté, ale postupem času je předpoklad nárůstu zájmu o tento, velmi ekonomicky výhodný, ohřev. Zapojení takového výměníku do okruhu samozřejmě přináší tlakové ztráty navíc a bez rezervy pro tuto možnost zapojení se to může stát neřešitelným problémem a někdy i konkurenční nevýhodou.

Tabulka 7. Náhradní délky a  $p_z$  jednotlivých komponentů při  $T=80^\circ\text{C}$ .

Číslo	Název	Náhradní délka [mm]	Tlak.á ztráta komponentu [Pa]	Počet výskytu v okruhu	Celková tlak.ztráta [bar]	Procento podílu na celk. ztrátě
1	chladič vstup	35,9	246,8	1	0,002	0,29
2	chladič výstup	87,3	601,8	1	0,006	0,71
3	olejový filtr vstup	113,1	779	1	0,008	0,92
4	olejový filtr výstup	872,1	6011,1	1	0,060	7,09
5	přech. Cu trubka -šroub. rozšíř.	6,1	57,4	4	0,002	0,27
6	přech. Cu trubka -šroub. zúžení	8,3	42,1	4	0,002	0,20
7	ohyb trubky Cu 90°	742,7	5120,5	9	0,461	54,35
8	ohyb ve šroubení 90°	505,7	3487,4	4	0,139	16,45
9	ohyb trubky Cu 45°	371,4	2560,3	1	0,026	3,02
10	trubka 1 přímý úsek	260	1792,3	1	0,018	2,11
11	trubka 2 přímý úsek	730	5032,2	1	0,050	5,93
12	trubka 3 přímý úsek	625	4308,4	1	0,043	5,08
13	trubka 4 přímý úsek	440	3033,1	1	0,030	3,58

Graf 1. Poměr tlakových ztrát v okruhu.

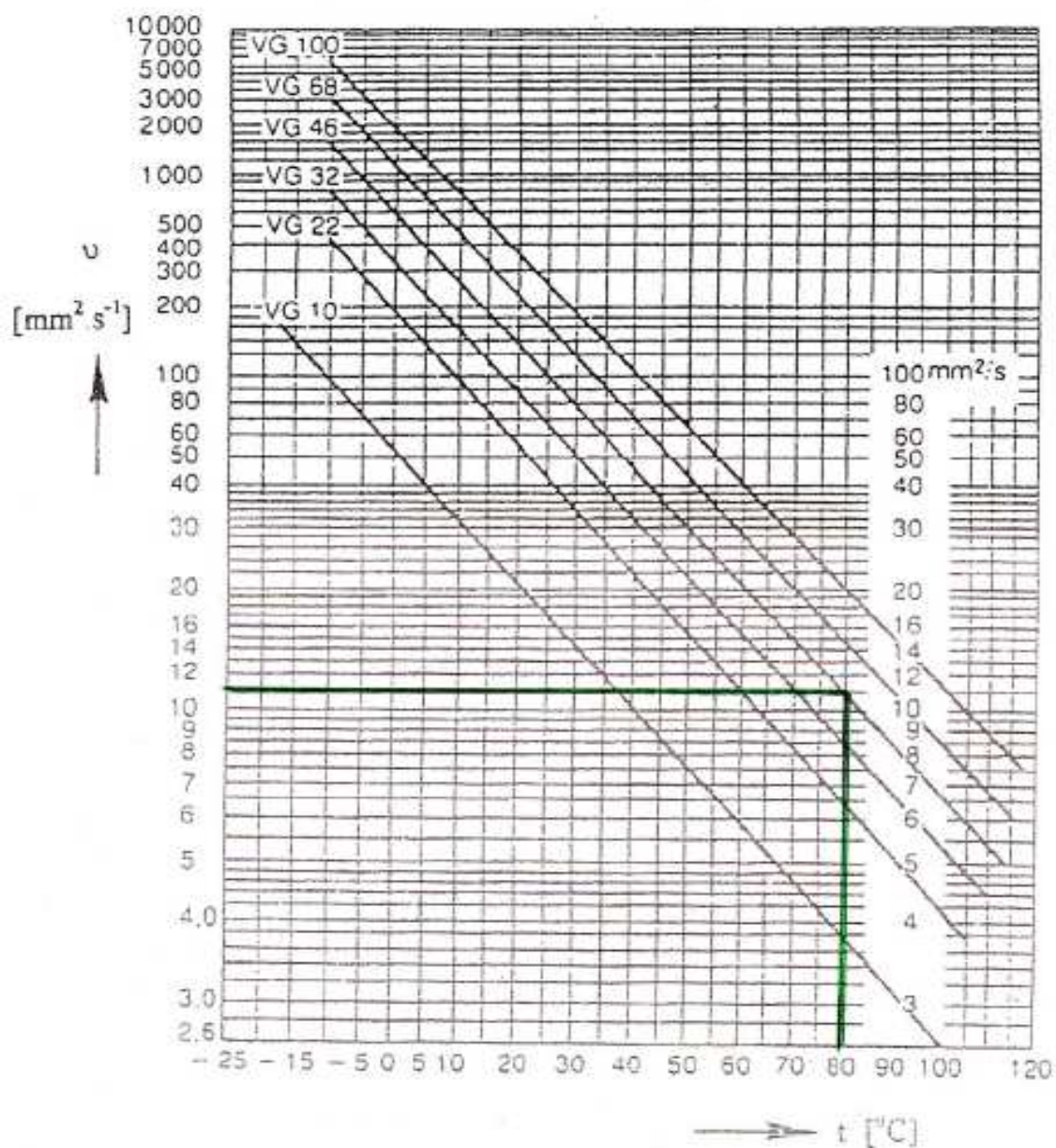


## 14. Literatura

- [1] KOPÁČEK, J. Technická diagnostika hydraulických mechanismů. Praha: SNTL Praha, 1990. 159s. ISBN 80-03-00308-3.
- [2] PIVOŇKA, J. Tekutinové mechanismy. Praha: SNTL Praha 1987. 623s.
- [3] NOSKIEVIČ, J. Mechanika tekutin. Praha: SNTL Praha 1987. 354s.
- [4] GÁBA, V. ČSN EN 1012 – 1 Kompresory a vývěvy – požadavky na bezpečnost. Část 1: Kompresory. Český normalizační institut Praha 1998. 40s
- [5] BERAN, V. Technická měření. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 1999. 129s. ISBN 80-7082-521-9.
- [6] ŠTĚPINA, V., VESELÝ, V. Maziva v tribologii, SAV Bratislava, 1985. 408s. ISBN 71-059-85
- [7] BEČKA, J. Tribologie ČVUT Praha, 212s.
- [8] TECHNICKÝ TÝDENÍK, odborný garant HEJNA, J. Katalog průmyslových maziv. BertelsmannSpringerCZ, s.r.o. Praha, 2000. 222s.
- [9] KOLARČÍK, K. KAMINSKÝ, J. PUMPRLA, O. Kompresory. VŠB-TU Ostrava 2004. 125s.
- [10] SUBJAKOVÁ, M.; ŠKARDOVÁ, E. ČSN 65 6601 – Průmyslové oleje, kvalifikace podle viskozity, Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření Praha, 1985. 8s.
- [11] KRIVÁNK, D. a kol., D5-1. Report on SOILCY Oil Testing. ATMOS Chrást 2008. 40s.
- [12] KRIVÁNK, D. a kol., D5-2. Report on SOILCY Oil Testing. ATMOS Chrást 2009. 57s.
- [13] HUTTA, R. a kol., Screw air compressors Spare parts book E95/120/220. ATMOS Chrást 2008. 44s.
- [14] HUTTA, R., Návod na obsluhu a údržbu šroubového kompresoru ALBERT E95. ATMOS Chrást 2005. 46s. At 4004/N
- [15] ZEMAN, B.; URBAN, K. ČSN 65 6216 – Stanovení kinematické viskozity a výpočet dynamické viskozity, Český normalizační institut Praha, elektr. podoba PDF 6570[1].pdf
- [16] VÁCHA, J., VOPATOVÁ, I., ČSN 42 3005 – Měď tvářená 42 3005 Cu 99,5 Český normalizační institut Praha 1991, elektronická podoba 27950[1].pdf.
- [17] ČSN 10 5010 – Názvosloví kompresorů
- [18] URBAN, K. ČSN 65 6236 – Kompresorové oleje – Metoda stanovení oxidační stálosti, Vydavatelství norem Praha, 1992. 8s.
- [19] <http://www.tzb-info.cz/t.py?t=16&i=36&h=38&obor=5>
- [20] ISO 6521 – Jakostní požadavky na oleje pro rotační šnekové vzduchové kompresory.
- [21] DIN 51506 – Norma pro vzduchové kompresory
- [22] Stopka, J., Tribotechnika kompresorů, Technický týdeník – tribotechnické informace, 1/2009 str. 19 – 21 z 24.
- [23] <http://www.danfoss.com/Products/ProductFinder/ProductFinder.aspx?segment=IP&country=Global&codeno=060G1133>
- [24] <http://www.cometsystem.cz/monitorovaci-system-ms5.htm>
- [25] [www.paramo.cz](http://www.paramo.cz) – bezpečnostní listy
- [26] [http://www.oleje.cz/index.php?left=main&page=uzitecne\\_aditiva](http://www.oleje.cz/index.php?left=main&page=uzitecne_aditiva)
- [27] [http://www.oleje.cz/index.php?left=main&page=hlavni\\_nazvoslovi](http://www.oleje.cz/index.php?left=main&page=hlavni_nazvoslovi)
- [28] <http://www.regultech.cz/snimace-tlaku/mbs3000.pdf>
- [29] [http://www.mann-hummel.com/mf\\_prodkata\\_eur/index.html?ktlg\\_page=6&prdsl=](http://www.mann-hummel.com/mf_prodkata_eur/index.html?ktlg_page=6&prdsl=)
- [30] KOZUBKOVÁ, M. a kolektiv Mechanika tekutin – návody pro laboratorní cvičení, VŠB-TU Ostrava 2007, 113s, ISBN CZ.04.1.03/3.2.15.2/0349

## 15. Přílohy

Graf přílohy 1: Závislosti kinematické viskozity na teplotě.



Tabulka přílohy č: 1 - Data měření kompresoru 16.4.

	TLAK					TEPLOTA				
Označení pozice	A	B	C	D	E	A	B	C	D	E
Místo snímače	BLOK vystup	NADOBA	CHLADIC vstup	CHLADIC vystup	BLOK vstup	BLOK vystup	NADOBA	CHLADIC vstup	CHLADIC vystup	BLOK vstup
Jednotka	Bar	Bar	Bar	Bar	Bar	°C	°C	°C	°C	°C
1.	9,14	9,11	8,53	8,25	7,34	88,83	84,75	87,42	76,92	74,31
2.	9,14	9,12	8,53	8,25	7,34	88,83	84,56	87,29	76,81	74,08
3.	9,14	9,11	8,54	8,27	7,36	88,66	84,73	87,27	76,97	74,29
4.	9,14	9,12	8,53	8,25	7,36	88,81	84,60	87,51	76,38	74,38
5.	9,14	9,12	8,54	8,27	7,34	88,61	84,80	87,53	76,47	74,42
6.	9,13	9,11	8,53	8,27	7,40	88,42	84,54	87,14	76,32	74,08
7.	9,14	9,12	8,55	8,28	7,34	88,53	84,58	87,64	76,32	73,95
8.	9,14	9,12	8,54	8,27	7,34	88,72	84,80	87,47	76,47	74,44
9.	9,14	9,11	8,53	8,25	7,35	88,61	84,56	87,49	76,49	73,58
10.	9,14	9,11	8,52	8,23	7,33	88,53	84,54	87,32	76,38	73,86
11.	9,14	9,12	8,53	8,25	7,34	88,29	84,62	87,06	76,23	73,82
12.	9,14	9,12	8,55	8,27	7,36	88,18	84,19	86,97	76,21	73,79
13.	9,15	9,12	8,53	8,24	7,32	88,37	83,73	87,23	76,34	74,10
14.	9,15	9,12	8,52	8,23	7,31	89,03	84,80	87,86	76,55	74,42
15.	9,14	9,12	8,55	8,27	7,36	88,87	84,90	88,10	76,49	74,29
16.	9,14	9,12	8,54	8,26	7,35	88,72	84,77	87,75	76,81	74,44
17.	9,14	9,12	8,53	8,25	7,31	88,64	84,84	87,51	75,93	73,62
18.	9,14	9,12	8,52	8,25	7,33	88,70	84,51	87,51	76,17	74,29
19.	9,13	9,11	8,53	8,25	7,35	88,44	84,28	87,25	76,27	73,64
20.	9,14	9,12	8,54	8,25	7,33	88,51	84,95	87,45	76,51	73,62
21.	9,14	9,11	8,54	8,25	7,34	88,31	84,43	87,21	76,02	73,95
22.	9,14	9,12	8,54	8,26	7,32	88,72	84,90	87,66	76,17	74,01
23.	9,15	9,13	8,53	8,24	7,33	88,83	85,01	87,71	76,40	73,88
24.	9,15	9,12	8,55	8,27	7,36	88,40	84,58	87,79	76,17	74,08
25.	9,14	9,12	8,54	8,25	7,34	88,57	84,69	87,58	76,14	73,95
26.	9,14	9,11	8,54	8,25	7,32	88,66	84,82	87,36	76,02	73,56
27.	9,15	9,12	8,56	8,27	7,38	88,66	84,36	87,40	76,68	74,23
28.	9,15	9,13	8,56	8,27	7,34	88,27	83,74	87,36	76,40	73,54
29.	9,15	9,12	8,54	8,25	7,31	88,27	84,54	87,19	75,82	73,88
30.	9,14	9,12	8,54	8,27	7,36	88,20	84,30	87,25	76,14	74,05
31.	9,14	9,12	8,53	8,26	7,36	88,64	84,88	87,34	76,36	73,67
32.	9,14	9,12	8,54	8,25	7,31	88,38	84,51	87,08	76,38	73,51
33.	9,15	9,12	8,54	8,25	7,36	88,25	84,41	86,91	76,21	73,84
34.	9,15	9,12	8,52	8,25	7,36	88,18	84,21	86,95	76,06	73,47
35.	9,14	9,12	8,56	8,28	7,33	88,18	83,97	86,86	76,04	73,95
36.	9,14	9,12	8,55	8,28	7,37	87,83	83,43	86,71	76,12	73,62
37.	9,14	9,11	8,54	8,25	7,34	88,14	83,89	86,84	76,27	73,77
38.	9,14	9,11	8,53	8,24	7,33	88,53	83,65	87,38	76,36	74,01
39.	9,14	9,11	8,55	8,27	7,37	88,35	84,36	87,56	76,15	73,75
40.	9,14	9,12	8,53	8,24	7,32	88,38	83,97	87,27	76,25	73,86
41.	9,14	9,12	8,52	8,27	7,35	88,27	84,17	86,99	76,15	73,99
42.	9,14	9,12	8,52	8,24	7,34	88,27	84,32	87,12	76,04	73,71
43.	9,14	9,11	8,52	8,24	7,33	88,22	84,41	87,04	75,97	73,69
44.	9,14	9,11	8,53	8,24	7,31	88,16	84,04	86,91	75,84	73,82
45.	9,14	9,12	8,55	8,28	7,37	88,40	84,21	87,19	76,08	74,10
Průměry:	9,14	9,12	8,54	8,26	7,34	88,47	84,44	87,32	76,30	73,94



Tabulka přílohy č: 2 - Data měření kompresoru 13.5.

Označení pozice	TLAK					TEPLOTA				
	A	B	C	D	E	A	B	C	D	E
Místo snímače	BLOK vystup	NADOBA	CHLADIC vstup	CHLADIC vystup	BLOK vstup	BLOK vystup	NADOBA	CHLADIC vstup	CHLADIC vystup	BLOK vstup
Jednotka	Bar	Bar	Bar	Bar	Bar	°C	°C	°C	°C	°C
1.	8,89	8,87	8,13	7,83	6,87	93,52	88,00	91,35	78,10	75,62
2.	8,86	8,84	8,24	7,92	6,93	93,54	87,57	91,39	78,71	75,28
3.	8,88	8,85	8,32	8,00	6,98	93,52	86,50	91,24	77,91	75,97
4.	8,84	8,81	8,27	7,78	6,84	92,82	87,93	91,41	78,43	75,39
5.	8,84	8,81	8,29	8,09	7,13	92,28	86,76	91,37	77,78	76,57
6.	8,91	8,88	8,26	8,06	7,10	92,41	87,00	91,72	77,89	76,66
7.	8,85	8,82	8,37	8,07	7,21	91,95	87,35	91,52	77,35	76,60
8.	8,86	8,83	8,21	7,91	6,75	93,54	87,78	91,46	79,34	75,11
9.	8,83	8,80	8,24	8,05	7,26	91,93	87,30	91,31	77,72	76,32
10.	8,86	8,83	8,24	7,96	7,13	93,19	86,61	91,39	78,34	76,06
11.	8,88	8,84	8,26	7,94	7,03	93,21	87,02	91,09	79,38	76,01
12.	8,89	8,87	8,14	7,77	6,69	92,37	87,67	91,02	78,36	76,14
13.	8,89	8,87	8,17	7,75	6,62	93,74	86,91	91,15	79,70	75,13
14.	8,88	8,86	8,14	7,75	6,70	92,91	86,96	90,87	77,89	75,28
15.	8,86	8,84	8,17	7,78	6,79	93,02	87,30	91,22	78,86	75,43
16.	8,83	8,80	8,27	8,01	7,20	92,58	86,72	91,50	78,77	75,39
17.	8,85	8,84	8,15	7,76	6,79	92,78	86,85	91,41	77,85	75,19
18.	8,84	8,82	8,23	7,84	7,01	92,41	86,91	91,52	79,16	74,13
19.	8,88	8,84	8,23	7,96	6,92	93,54	86,65	91,37	78,32	75,56
20.	8,83	8,80	8,34	8,04	7,18	92,39	87,24	91,28	78,04	75,97
21.	8,84	8,82	8,27	7,96	7,07	93,28	87,89	91,78	78,67	76,51
22.	8,89	8,87	8,05	7,66	6,66	94,08	87,46	91,83	79,19	75,75
23.	8,86	8,82	8,25	7,92	6,91	92,78	88,04	91,50	78,13	76,60
24.	8,85	8,82	8,29	7,99	7,03	93,26	87,50	91,68	77,85	76,47
25.	8,87	8,85	8,23	7,94	6,93	94,00	88,11	91,74	79,21	76,34
26.	8,82	8,79	8,29	8,06	7,19	92,30	87,93	91,78	77,97	76,53
27.	8,87	8,85	8,24	7,93	6,89	93,30	88,02	91,70	77,95	76,73
28.	8,89	8,87	8,12	7,71	6,53	94,74	88,48	91,83	79,34	75,08
29.	8,82	8,79	8,15	7,80	6,82	93,08	88,28	91,74	78,10	75,93
30.	8,87	8,83	8,31	8,00	7,00	92,93	88,45	91,35	77,78	75,84
31.	8,88	8,84	8,27	8,03	7,21	92,15	86,44	91,48	77,67	76,57
32.	8,82	8,79	8,24	7,96	7,08	92,19	86,72	91,37	77,82	76,19
33.	8,86	8,84	8,12	7,74	6,91	93,56	87,48	91,41	78,47	76,06
34.	8,82	8,79	8,30	8,05	7,21	92,67	88,22	91,68	78,10	76,75
35.	8,87	8,83	8,22	7,94	7,18	92,39	86,65	91,72	77,87	76,92
36.	8,82	8,79	8,33	8,08	7,17	92,30	87,07	91,65	77,48	76,32
37.	8,86	8,82	8,26	7,96	6,93	92,32	87,59	91,78	78,41	76,70
38.	8,85	8,84	8,29	7,94	6,87	93,45	87,65	91,63	78,77	76,77
39.	8,83	8,81	8,23	7,91	6,93	92,56	88,17	91,52	78,47	76,36
40.	8,86	8,84	8,33	8,01	7,04	93,32	88,19	91,44	79,03	76,27
41.	8,82	8,80	8,25	7,95	7,00	92,11	87,89	91,44	78,17	76,25
42.	8,83	8,79	8,32	7,87	6,99	92,52	87,13	91,52	78,34	76,10
43.	8,81	8,80	8,26	7,96	7,09	92,34	87,28	91,50	78,13	76,38
44.	8,87	8,84	8,22	7,92	7,06	92,26	87,43	91,44	77,87	76,10
45.	8,81	8,79	8,23	8,01	7,18	92,26	87,20	91,89	77,69	76,96
Průměry:	8,85	8,83	8,24	7,92	6,98	92,88	87,43	91,49	78,32	76,05

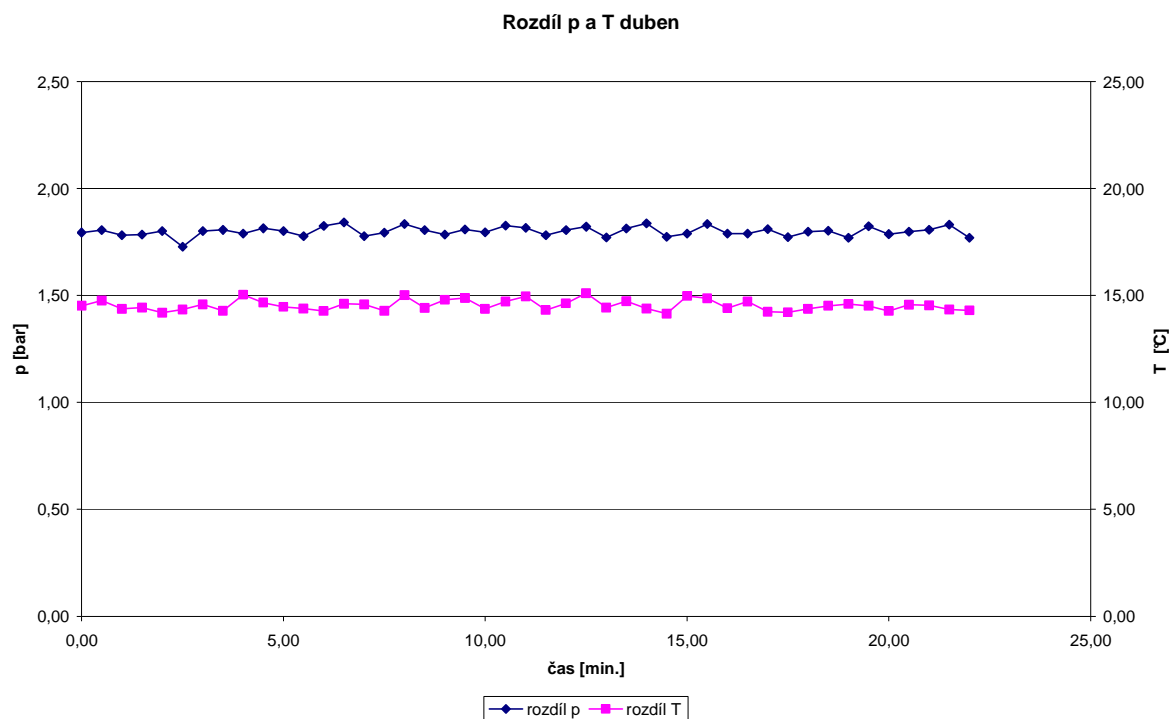
Tabulka přílohy č: 3 - Data měření kompresoru 12.6.

	TLAK					TEPLOTA				
Označení pozice	A	B	C	D	E	A	B	C	D	E
Místo snímače	BLOK vystup	NADOBA	CHLADIC vstup	CHLADIC vystup	BLOK vstup	BLOK vystup	NADOBA	CHLADIC vstup	CHLADIC vystup	BLOK vstup
Jednotka	Bar	Bar	Bar	Bar	Bar	°C	°C	°C	°C	°C
1.	9,42	9,41	8,80	8,51	7,65	94,08	90,39	92,59	77,93	79,36
2.	9,41	9,39	8,85	8,60	7,70	92,80	90,15	92,00	77,80	79,28
3.	9,40	9,40	8,72	8,42	7,45	93,71	89,34	91,57	78,99	79,06
4.	9,39	9,38	8,76	8,51	7,61	92,41	89,00	90,94	77,56	79,17
5.	9,39	9,38	8,72	8,45	7,56	92,26	88,26	90,41	78,19	78,91
6.	9,37	9,36	8,75	8,50	7,53	91,89	87,63	90,44	77,97	78,50
7.	9,36	9,35	8,74	8,45	7,57	92,28	87,11	90,54	79,06	78,82
8.	9,34	9,34	8,65	8,32	7,34	93,02	87,20	90,37	78,88	78,67
9.	9,34	9,32	8,76	8,48	7,60	91,37	86,07	89,83	77,69	78,84
10.	9,33	9,32	8,73	8,46	7,57	91,23	85,48	89,91	77,26	78,74
11.	9,32	9,31	8,77	8,52	7,66	91,08	85,40	89,85	78,17	78,69
12.	9,33	9,31	8,77	8,48	7,71	91,37	85,66	89,72	77,71	78,65
13.	9,34	9,32	8,68	8,35	7,39	94,37	86,83	91,31	80,20	79,86
14.	9,32	9,31	8,72	8,51	7,64	94,13	87,78	92,33	80,24	80,81
15.	9,33	9,32	8,73	8,50	7,69	94,26	87,76	92,54	80,68	81,05
16.	9,34	9,32	8,74	8,42	7,67	93,82	87,82	92,41	80,57	81,44
17.	9,35	9,33	8,70	8,42	7,47	94,80	87,76	92,46	81,05	81,33
18.	9,34	9,32	8,77	8,54	7,68	93,24	89,06	92,28	80,79	81,11
19.	9,36	9,35	8,78	8,54	7,73	92,06	90,26	91,50	80,98	81,46
20.	9,54	9,55	8,82	8,48	7,50	90,78	88,80	90,20	80,27	80,92
21.	9,58	9,58	8,97	8,68	7,72	89,02	88,28	89,09	79,31	79,77
22.	9,57	9,58	8,94	8,66	7,62	88,76	87,72	88,31	78,23	79,21
23.	9,57	9,58	9,01	8,81	7,93	87,72	86,76	87,92	76,98	78,35
24.	9,54	9,55	9,01	8,83	8,05	87,33	86,78	87,42	76,14	77,63
25.	9,56	9,56	8,97	8,83	8,03	87,44	86,31	87,03	75,99	77,31
26.	9,53	9,54	8,97	8,80	7,98	87,52	86,05	86,90	75,23	77,03
27.	9,53	9,54	9,01	8,82	7,81	87,39	85,74	86,75	75,06	76,68
28.	9,53	9,52	9,00	8,87	8,00	87,13	85,85	86,62	74,56	76,79
29.	9,49	9,49	8,96	8,79	8,00	87,48	86,09	86,77	74,99	76,70
30.	9,39	9,39	8,93	8,75	7,99	87,61	86,09	86,77	74,50	76,75
31.	9,56	9,56	9,03	8,88	8,15	87,24	85,98	86,57	74,15	76,64
32.	9,58	9,57	9,05	8,93	8,21	87,39	85,98	86,66	74,26	76,68
33.	9,45	9,46	8,95	8,81	8,06	87,20	86,03	86,53	73,48	76,51
34.	9,59	9,59	9,06	8,90	8,22	87,07	86,05	86,42	73,70	76,49
35.	9,49	9,49	8,97	8,85	8,15	87,09	85,87	86,49	74,02	76,55
36.	9,46	9,46	8,94	8,82	8,09	87,41	86,35	86,68	74,56	76,64
37.	9,52	9,52	9,01	8,90	8,11	87,11	85,85	86,44	74,13	76,44
38.	9,60	9,59	9,10	8,92	8,11	87,05	85,79	86,33	73,29	76,32
39.	9,59	9,59	9,09	8,93	8,23	87,24	86,09	86,40	74,02	76,29
40.	9,57	9,58	9,09	8,97	8,11	87,05	85,87	86,40	73,50	76,32
41.	9,61	9,61	9,13	8,99	8,11	87,09	86,03	86,40	73,44	76,38
42.	9,48	9,49	8,98	8,85	8,10	86,91	85,70	86,31	73,33	76,16
43.	9,48	9,48	8,99	8,84	8,12	86,89	85,68	86,38	73,27	76,10
44.	9,50	9,50	9,01	8,89	7,98	86,44	85,25	86,14	72,94	75,86
45.	9,53	9,52	9,01	8,90	8,20	86,65	85,72	85,97	73,27	75,78
Průměry:	9,46	9,45	8,89	8,68	7,84	89,74	86,93	88,73	76,63	78,13

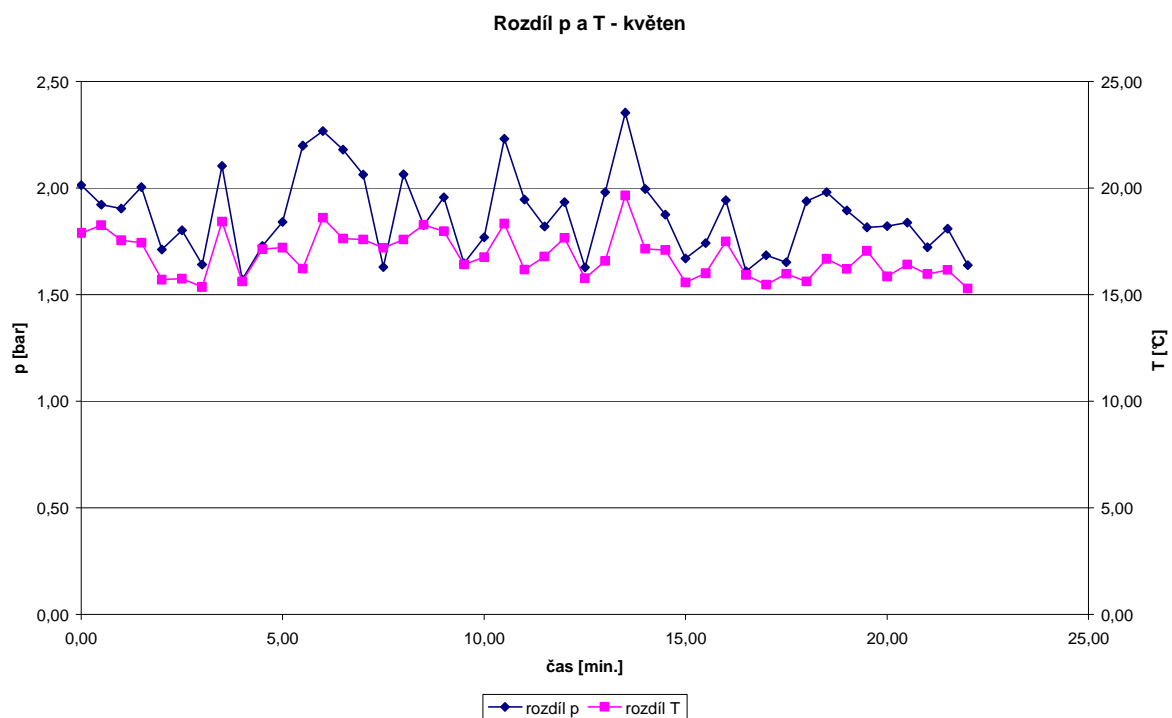
Tabulka přílohy č: 4 - Data měření 2.2009.

	TLAK				TEPLOTA				
Označení pozice	B	C	D	E	A	B	C	D	E
Místo snímače	NADOBA	CHLADIC vstup	CHLADIC vystup	BLOK vstup	BLOK vystup	NADOBA	CHLADIC vstup	CHLADIC vystup	BLOK vstup
Jednotka	Bar	Bar	Bar	Bar	°C	°C	°C	°C	°C
1.	9,41	9,02	8,80	5,74	99,06	85,57	93,33	73,35	70,75
2.	9,40	9,00	8,77	6,01	98,21	84,84	93,05	72,45	70,36
3.	9,40	8,97	8,78	5,81	99,14	84,97	93,31	72,51	70,68
4.	9,39	8,99	8,77	5,88	98,88	85,62	93,94	72,73	71,07
5.	9,41	8,95	8,76	5,69	99,19	85,40	93,20	72,45	70,77
6.	9,41	9,05	8,77	6,00	98,58	85,10	93,05	72,19	70,60
7.	9,43	8,98	8,80	5,51	99,58	85,57	93,51	72,92	70,73
8.	9,39	8,98	8,77	5,52	100,28	85,94	94,16	72,86	71,03
9.	9,40	9,00	8,80	5,97	98,99	85,88	93,92	72,36	70,66
10.	9,42	8,96	8,81	5,90	97,94	85,16	92,92	72,66	70,62
11.	9,41	9,00	8,78	5,72	98,42	84,86	92,77	72,69	70,66
12.	9,39	8,98	8,78	5,99	98,84	85,53	93,61	72,47	70,86
13.	9,40	8,96	8,78	5,69	98,71	85,72	93,83	72,60	71,01
14.	9,41	9,05	8,78	5,64	99,36	85,10	93,09	71,93	70,75
15.	9,40	8,99	8,79	5,75	98,69	84,45	92,81	72,49	70,58
16.	9,44	8,92	8,77	5,98	99,62	85,68	93,27	73,40	70,77
17.	9,40	8,99	8,76	5,81	99,73	85,70	94,01	72,54	70,83
18.	9,39	8,95	8,76	6,10	99,30	85,72	94,01	72,84	70,58
19.	9,41	9,05	8,78	6,07	98,80	85,98	93,64	72,41	70,64
20.	9,40	8,92	8,76	5,92	98,66	86,20	93,66	72,73	70,68
21.	9,38	8,93	8,79	6,08	99,25	86,57	94,53	72,23	70,81
22.	9,41	9,02	8,80	5,86	100,00	86,61	94,49	72,30	70,38
23.	9,42	8,99	8,82	5,57	100,02	86,90	94,70	72,82	70,83
24.	9,43	9,00	8,83	5,60	99,76	86,94	94,12	72,28	70,62
25.	9,44	8,97	8,80	5,89	98,99	86,96	94,09	72,88	70,38
26.	9,42	9,00	8,78	5,92	99,54	86,14	94,35	71,65	70,47
27.	9,40	8,98	8,77	5,94	100,63	87,16	95,18	72,75	70,86
28.	9,41	9,02	8,78	5,79	100,52	87,20	94,64	72,36	70,36
29.	9,42	8,96	8,77	6,21	100,72	87,55	95,07	72,58	70,62
30.	9,42	9,00	8,81	5,87	99,69	87,39	95,27	72,13	70,58
31.	9,42	8,96	8,79	5,95	100,39	87,44	95,31	72,28	70,47
32.	9,43	8,96	8,79	5,62	101,70	88,02	95,38	72,73	70,64
33.	9,42	8,98	8,81	5,81	100,17	87,70	94,79	73,01	70,51
34.	9,39	8,95	8,81	6,20	99,32	87,65	94,99	72,97	70,64
35.	9,41	9,01	8,80	5,67	101,26	87,70	95,64	73,31	71,03
36.	9,43	8,97	8,81	5,88	101,68	87,61	95,57	73,18	70,86
37.	9,44	9,01	8,82	5,62	101,18	88,07	95,38	73,70	71,27
38.	9,43	9,00	8,76	5,98	100,15	87,55	94,40	72,23	70,60
39.	9,41	8,99	8,82	6,08	99,76	87,48	95,07	72,82	70,86
40.	9,42	8,97	8,80	5,71	101,18	87,35	95,10	72,58	71,03
41.	9,43	8,95	8,79	5,71	100,21	87,68	95,12	72,88	71,09
42.	9,41	9,00	8,78	5,98	99,63	87,26	94,49	72,60	70,75
43.	9,41	8,94	8,79	5,88	100,76	86,90	94,44	72,52	70,73
44.	9,41	8,96	8,77	5,58	99,82	87,44	95,25	73,42	71,33
45.	9,41	8,99	8,81	5,66	100,41	87,22	94,92	73,12	71,38
Průměry:	9,41	8,98	8,79	5,84	99,70	86,48	94,25	72,66	70,75

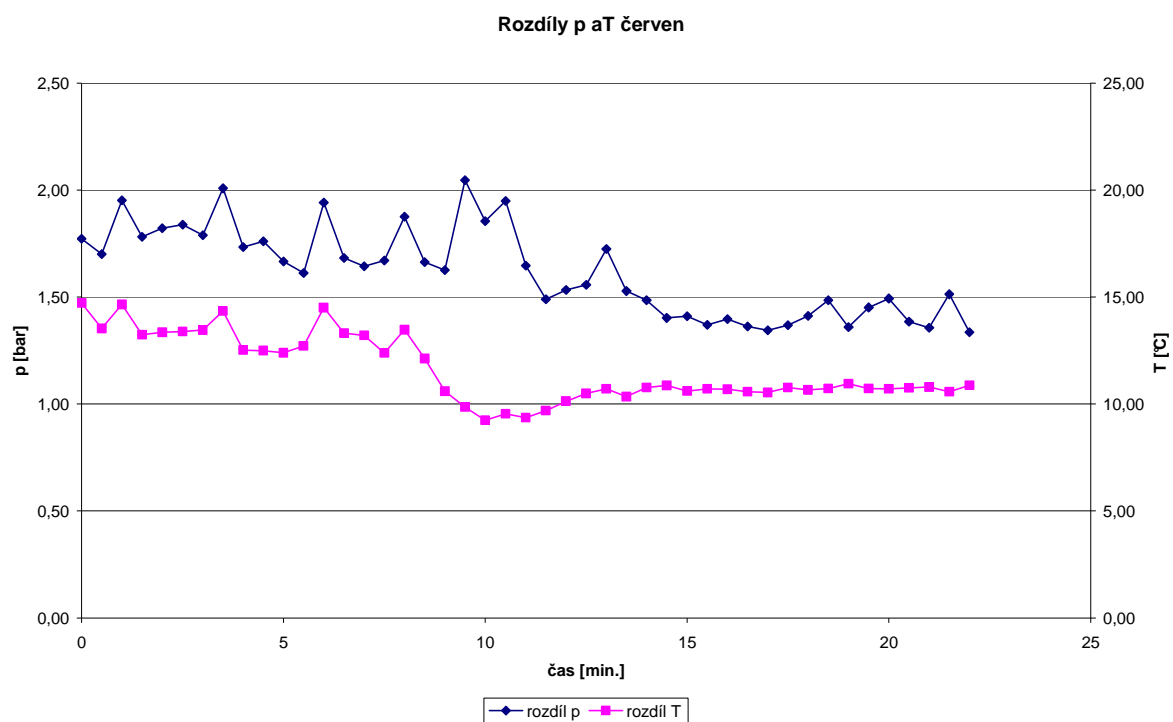
Graf přílohy 2: Závislost tlakové ztráty olejového okruhu na teplotě na počátku měření.



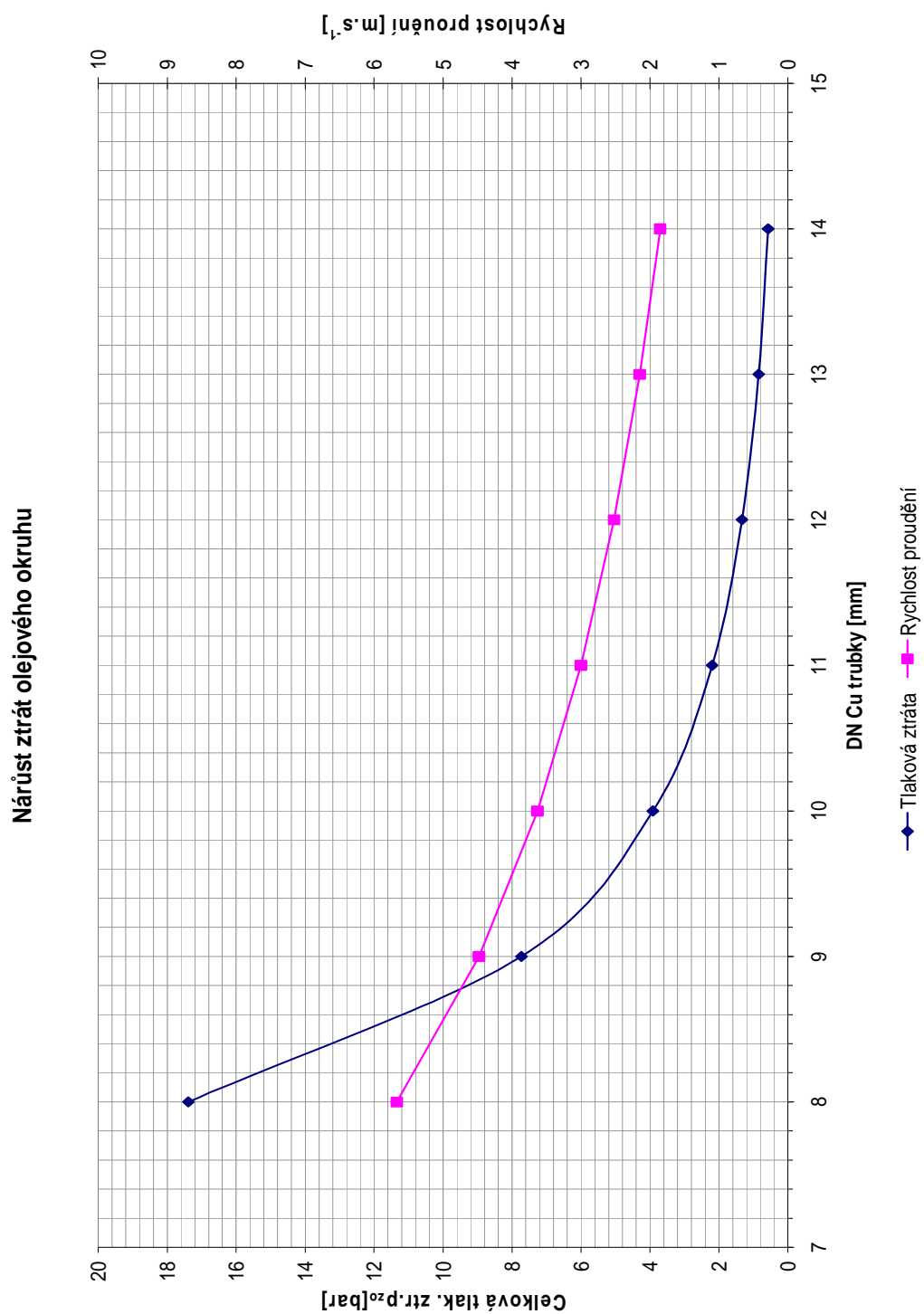
Graf přílohy 3: Závislost tlakové ztráty olejového okruhu na teplotě uprostřed měření.



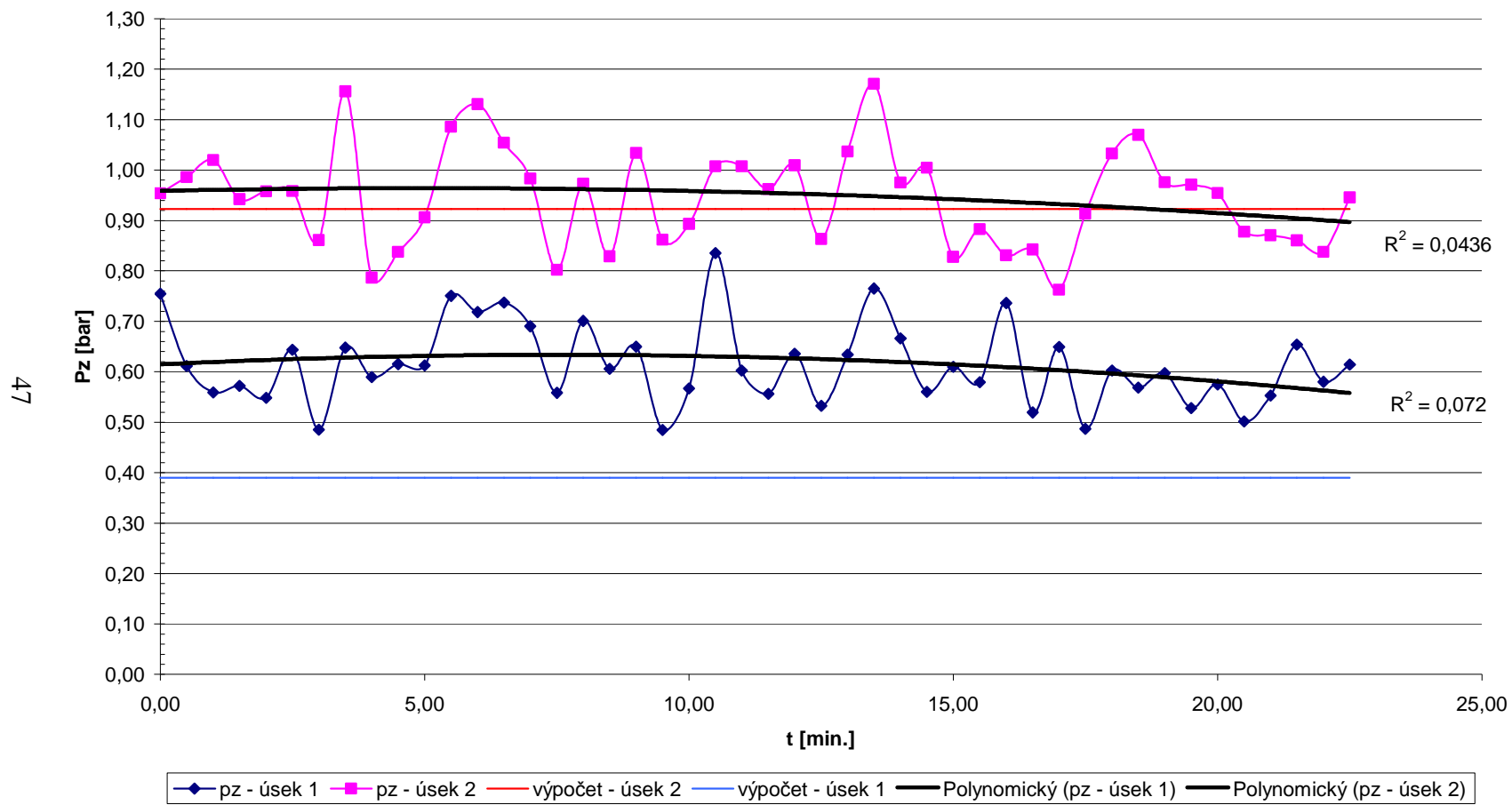
Graf přílohy 4: Závislost tlakové ztráty olejového okruhu na teplotě na konci měření.



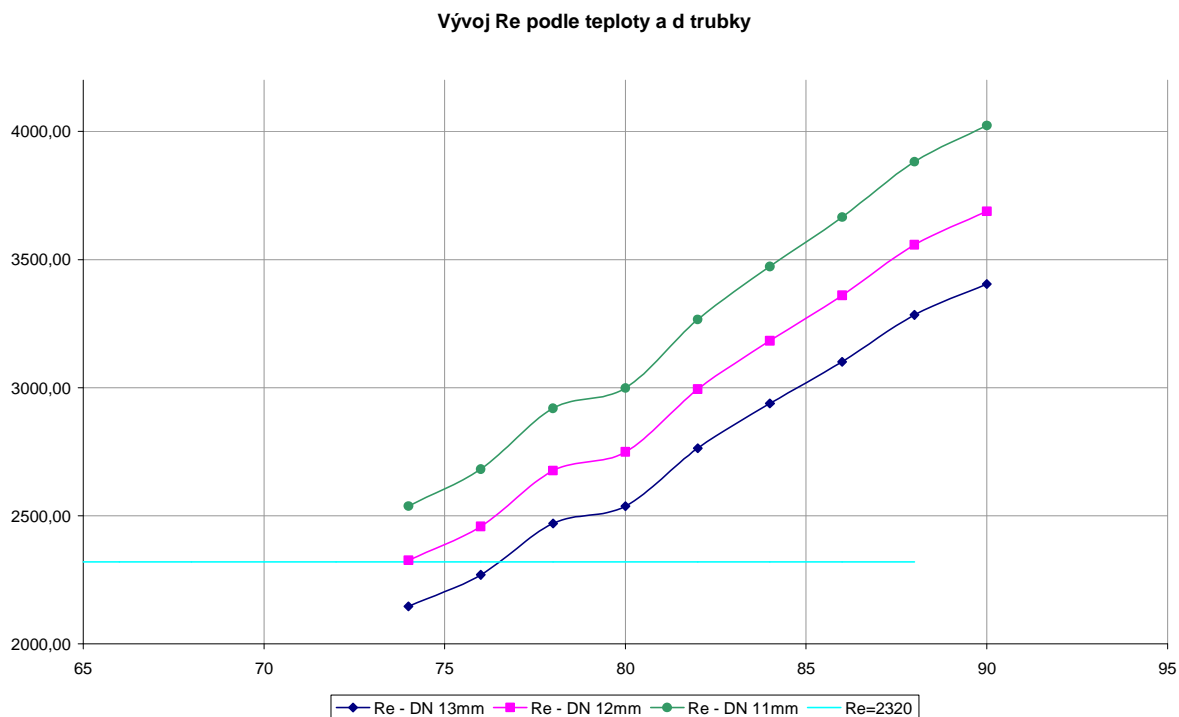
Graf přílohy 5: Tlaková ztráta a rychlost proudění při změnách DN potrubí.



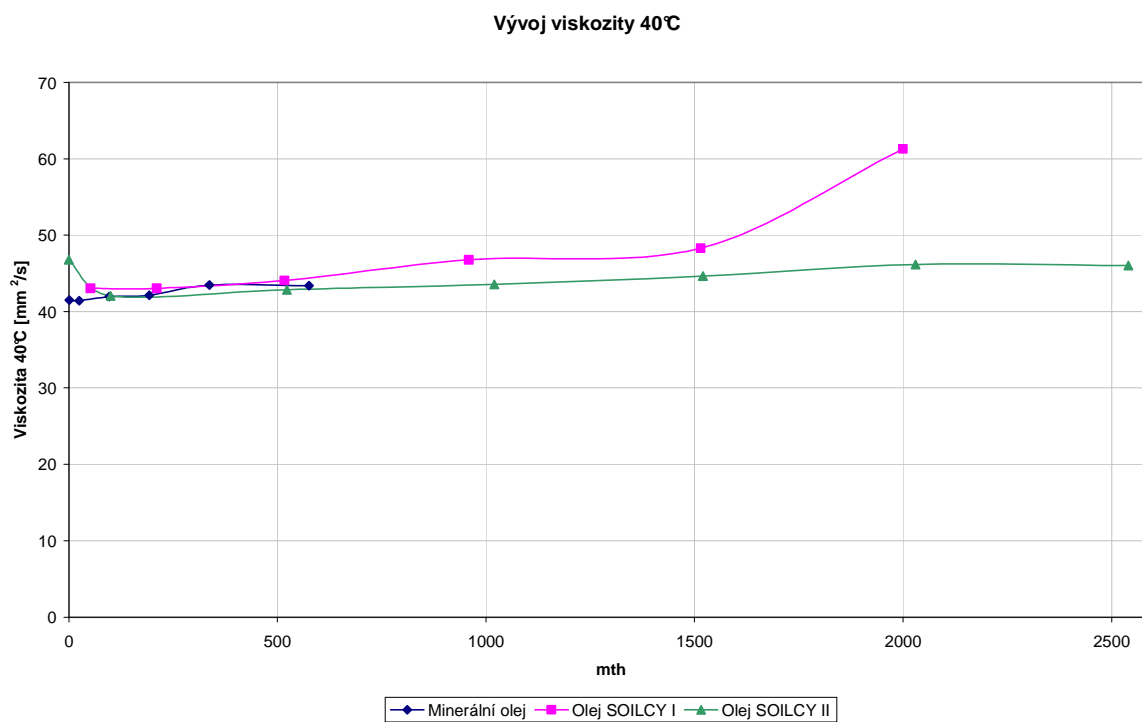
Skutečné a vypočtené  $p_z$



Graf přílohy č.7.

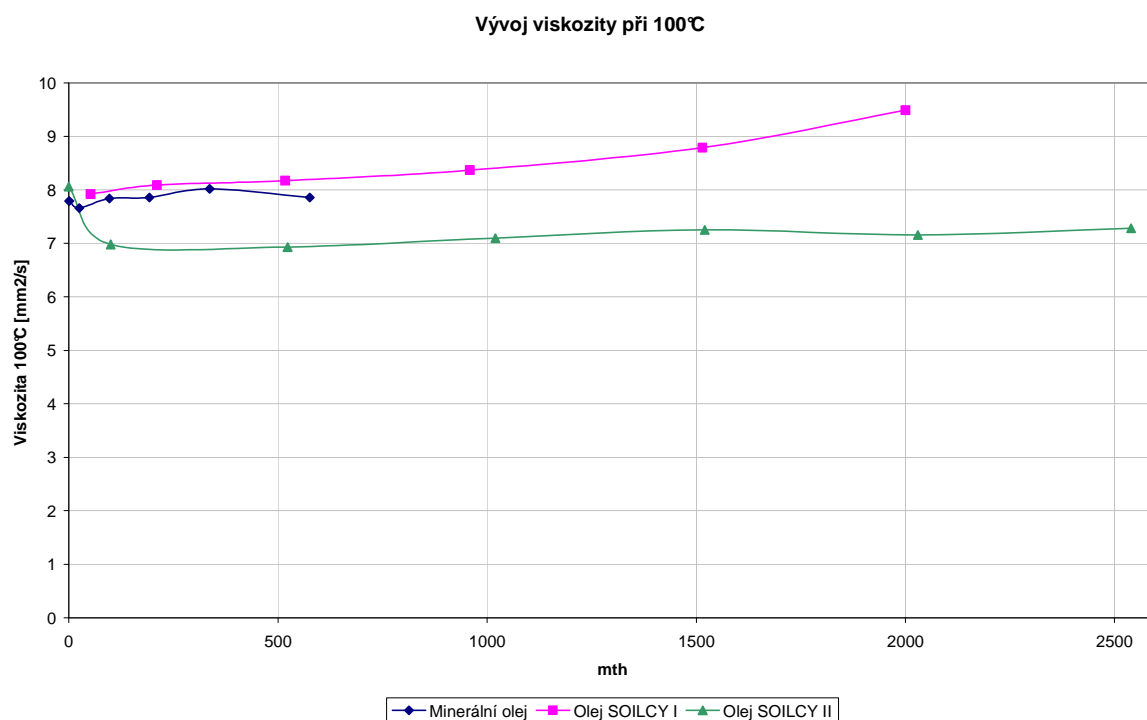


Graf přílohy č. 8.

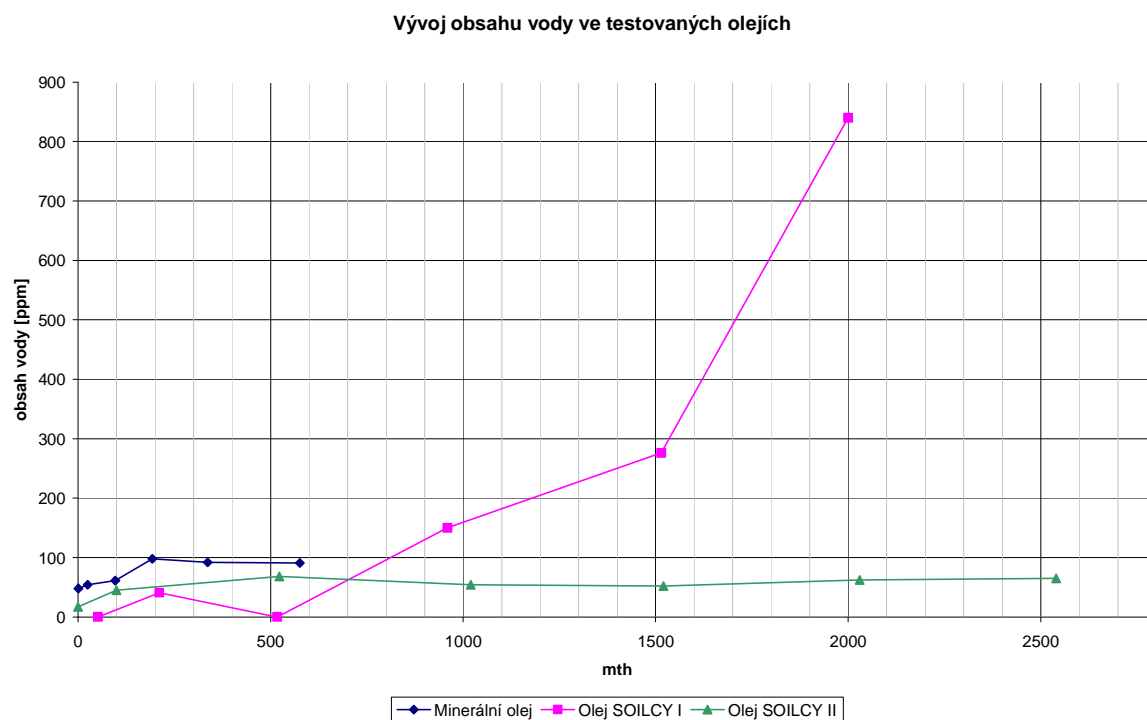




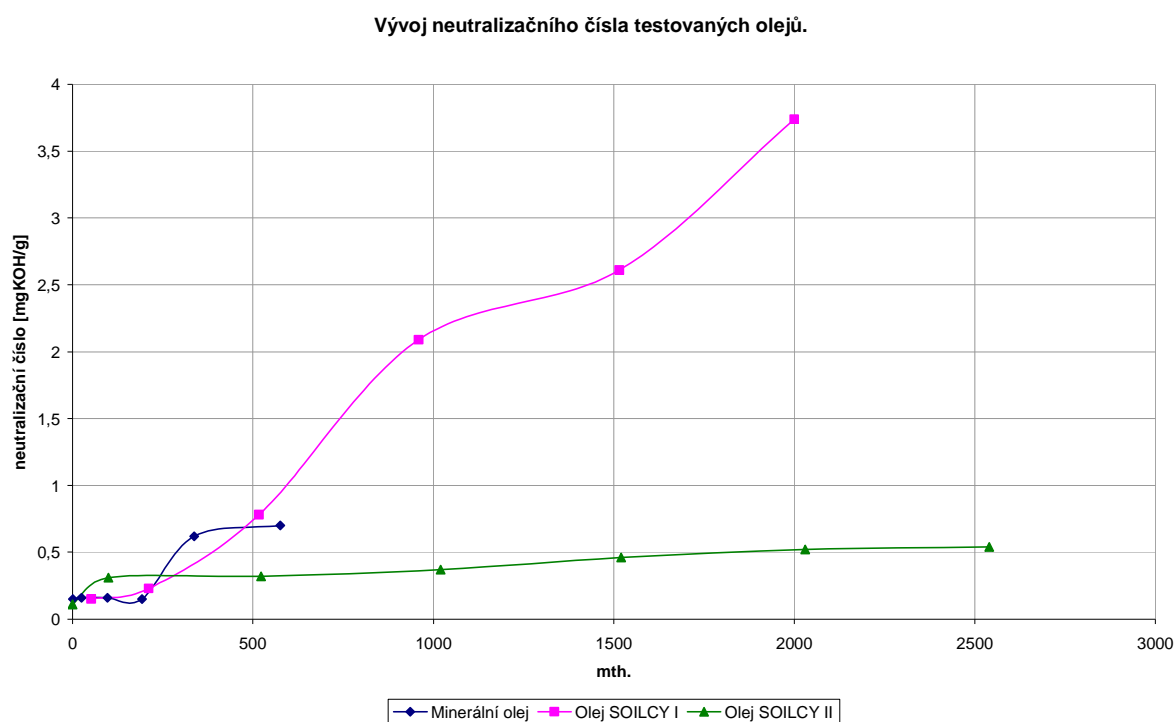
Graf přílohy č.9.



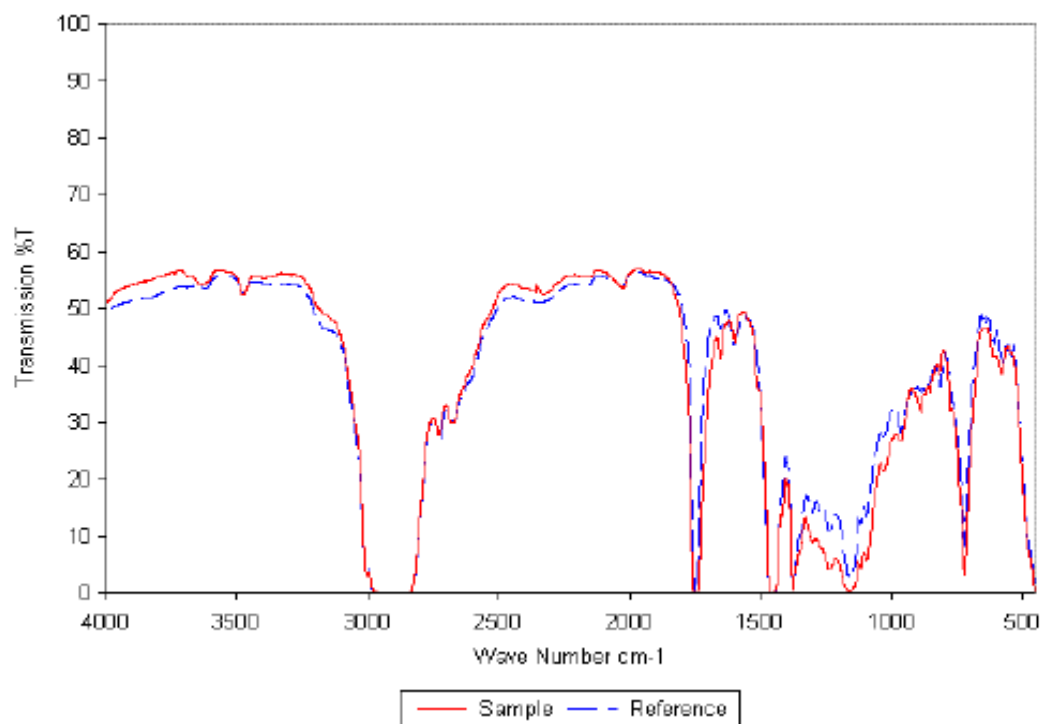
Graf přílohy č.10.



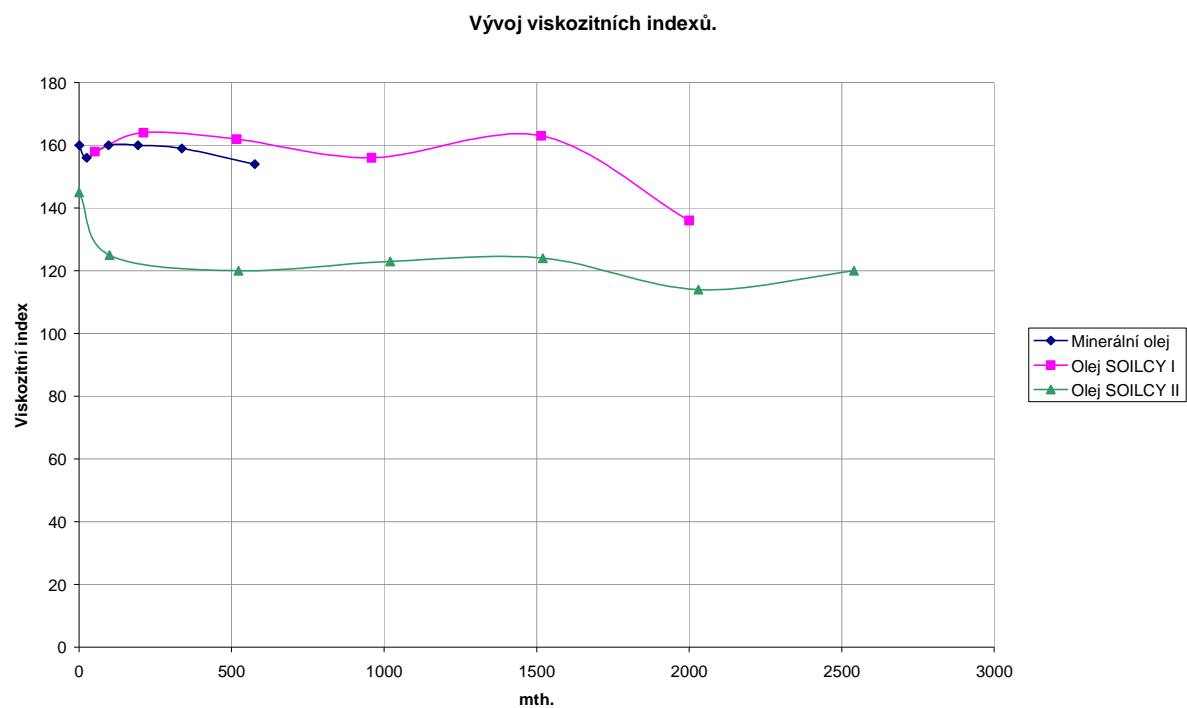
Graf přílohy č.11.



Graf přílohy č.12. Infračervená spektrometrie.



Graf přílohy č.13.



# Příloha Protokol laboratorních testů.

## LAB. REPORT

Unit Id. Number **SOILCY PRETEST**  
 Component **compressor**  
 Actual sample number **OC 740153**

**WEAR CHECK**  
 SCHMIERSTOFF-ANALYSEN  
 Kerschelweg 28 • D-83098 Brannenburg  
 Tel. +49(0)8034-9047-0 • info@wearcheck.de

page 1 of 1

WEARCHECK GmbH • Postfach 1116 • 83094 Brannenburg

SOILCY-Project  
 Mr. Peter Weismann

83098 Brannenburg

Machine type: **Albert E.50**  
 Manufacturer: **Atmos Chrást**  
 Sample from: **Screw compressor**  
 Oil brand name: **ADD 08/07**  
 Lubricant quantity : **2,5 l**

Sample related to: 337

### Diagnose for the actual sample

There is no significant change in comparison to the previous sample. AN (acid/neutralization number) higher than in the new oil but not much change during the past 200 hours. Phenolic inhibitor dropped slightly and is close to nothing. Further use of the oil and the machine without any changes is possible. No oil change is required. No repair action is necessary. Please send us the next sample in app. 200 Hrs for trending. No oil change is required during this period if the operating conditions remain similar.

Dipl.-Ing. Peter Weismann

### Sample Rating



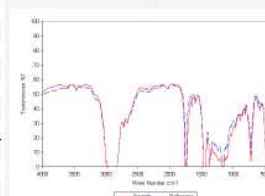
Caution

ANALYSIS RESULTS			2 previous samples not shown ➔			
LAB. NUMBER			OC 740153	OC 740152	OC 740151	OC 740150
SAMPLE RATING			?	?	✓	✓
Date tested			04.03.2008	24.01.2008	22.01.2008	21.01.2008
Date sample taken			18.02.2008	21.01.2008	15.01.2008	08.01.2008
Date oil changed			03.01.2008	03.01.2008	03.01.2008	03.01.2008
Top-up since oil change			2,5	-	-	-
Operating hrs since change			576	337	193	97
Total operating hrs			5600	5300	5200	5100
Oil changed			no	no	no	no
WEAR METALS						
Iron	Fe	mg/kg	1	2	2	2
Chromium	Cr	mg/kg	0	0	0	0
Tin	Sn	mg/kg	0	0	0	0
Aluminum	Al	mg/kg	0	0	0	1
Nickel	Ni	mg/kg	0	0	0	0
Copper	Cu	mg/kg	2	1	1	1
Lead	Pb	mg/kg	0	0	0	0
Molybdenum	Mo	mg/kg	0	0	0	0
PQ-Index	-		OK	OK	OK	OK
CONTAMINATION						
Silicon, dust	Si	mg/kg	1	0	1	1
Potassium	K	mg/kg	0	0	2	0
Sodium	Na	mg/kg	2	4	8	7
Water K. F.	ppm		91	92	98	61
OIL CONDITION						
Viscosity at 40°C	mm²/s		43.38	43.45	42.14	41.96
Viscosity at 100°C	mm²/s		7.86	8.02	7.86	7.84
Viscosity index	-		154	159	160	160
Oxidation	A/cm		-	-	-	-
Color	ASTM-color		6.5	6.5	1.5	1.0
ADDITIVES						
Calcium	Ca	mg/kg	0	10	0	1
Magnesium	Mg	mg/kg	0	0	0	0
Boron	B	mg/kg	1	0	1	0
Zinc	Zn	mg/kg	9	7	20	19
Phosphorous	P	mg/kg	68	62	125	126
Barium	Ba	mg/kg	0	0	0	0
Sulphur	S	mg/kg	706	696	1004	1087
ADDITIONAL TESTS						
Neutralisation number	mgKOH/g		0.70	0.62	0.15	0.16
Pourpoint	°C		-32	-33	-31	-30

### Bottle and Cap



### Infrared Spectrum



Standards and test methods: www.wearcheck.de

